



Protection des réservoirs de stockage sous pression dans les flammes: l'arrosage par ruissellement d'eau et l'ignifugation

Rémi Guillemet

► To cite this version:

Rémi Guillemet. Protection des réservoirs de stockage sous pression dans les flammes: l'arrosage par ruissellement d'eau et l'ignifugation. Sciences de l'ingénieur [physics]. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris; Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne, 1992. Français. NNT : 1992ENMP0372 . tel-00838726

HAL Id: tel-00838726

<https://theses.hal.science/tel-00838726>

Submitted on 26 Jun 2013

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

**ECOLE NATIONALE SUPERIEURE
DES MINES DE SAINT-ETIENNE**

**ECOLE NATIONALE SUPERIEURE
DES MINES DE PARIS**

N° D'ORDRE : 80ED

THESE

**Présentée par
Rémi GUILLEMET**

Pour obtenir le titre de

DOCTEUR

**DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES MINES DE PARIS ET DE
L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES MINES DE SAINT-ETIENNE**

(Spécialité : ENERGETIQUE)

**PROTECTION DES RESERVOIRS DE STOCKAGE SOUS PRESSION
DANS LES FLAMMES:
L'ARROSAGE PAR RUISSELLEMENT D'EAU ET L'IGNIFUGATION**

soutenue à SAINT-ETIENNE le 18 Novembre 1992

Composition du Jury :

Monsieur	P. REBOUX		Président
Messieurs	J.P. CORRIOU	Rapporteur	Examineur
	P.K. PANDAY	Rapporteur	Examineur
	J.M. FAUCHER		Examineur
	J.L. PY		Examineur
	H. LONDICHE		Examineur

**ECOLE NATIONALE SUPERIEURE
DES MINES DE SAINT-ETIENNE**

**ECOLE NATIONALE SUPERIEURE
DES MINES DE PARIS**

N° D'ORDRE : 80ED

THESE

**Présentée par
Rémi GUILLEMET**

Pour obtenir le titre de

DOCTEUR

**DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES MINES DE PARIS ET DE
L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES MINES DE SAINT-ETIENNE**

(Spécialité : ENERGETIQUE)

**Ecole nationale supérieure
des mines de Saint-Etienne
SCIDEM / ESPACE FAURIEL
158 cours Fauriel
42023 Saint-Etienne cedex 2**

**PROTECTION DES RESERVOIRS DE STOCKAGE SOUS PRESSION
DANS LES FLAMMES:
L'ARROSAGE PAR RUISSELLEMENT D'EAU ET L'IGNIFUGATION**

soutenue à SAINT-ETIENNE le 18 Novembre 1992

Composition du Jury :

Monsieur	P. REBOUX		Président
Messieurs	J.P. CORRIOU	Rapporteur	Examineur
	P.K. PANDAY	Rapporteur	Examineur
	J.M. FAUCHER		Examineur
	J.L. PY		Examineur
	H. LONDICHE		Examineur



***...Quoi de plus insignifiant,
le rôle du parent,
le rôle de l'ami,
cependant tant utile...***

Cette étude a été réalisée au sein de l'équipe Sécurité-Industrielle (Génie Industriel et Biotechnologie) de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne.

Je remercie Monsieur LONDICHE de m'avoir fourni les moyens nécessaires et de m'avoir accordé sa confiance pour mener à bien ce travail de recherche.

Je remercie également Monsieur LANCELOT, responsable du Département et Monsieur BIGOT membre permanent de cette équipe, pour leurs multiples conseils.

Je voudrais également exprimer ma reconnaissance à Monsieur le Professeur REBOUX de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, qui a bien voulu présider le Jury de cette thèse.

J'adresse toute ma gratitude à Monsieur le Professeur CORRIOU de l' Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieur Chimiste (Nancy) et à Monsieur le Professeur PANDAY de l' Institut de Génie Energétique (Belfort), d'avoir accepté d'évaluer ce mémoire en qualité de Rapporteurs et de membres de ce Jury.

Je n'oublierai pas le rôle joué par les industriels dans la définition et dans l'orientation de ce sujet et particulièrement les conseils de Monsieur FAUCHER (Directeur Technique du Groupe d'Etude de Sécurité de l'Industrie Pétrolière) et de Monsieur PY (-ATOCHEM-; Centre Technique de Lyon), qui m'ont permis de situer cette étude dans un contexte industriel et qui ont accepté, de plus, d'être membres de ce Jury.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude aux membres permanents de l'Ecole des Mines de Saint-Etienne, tant au sein de G.I.B. que dans d'autres départements de recherche, pour leur collaboration et leur soutien .

J'ai une pensée pour tous les chercheurs que j'ai pu connaître et, pour ceux qui ont déjà terminé:

B. FESTAZ-FURET, F. LANTREIBECQ, J.M. JEZEQUEL, F.VIGUIER, L. SIMARD, J.P. HEBRARD, C. QUINCELET et bien d'autres...dont j'ai pu apprécier leurs encouragements, et pour ceux qui sont encore en formation; je leur souhaite courage et persévérance dans leur labeur.

Je remercie également H. BESSET pour sa participation à l'élaboration des dispositifs expérimentaux et pour le rôle d'intermédiaire qu'il a tenu entre le laboratoire et l'Atelier de l'Ecole. Je suis infiniment reconnaissant du dévouement de M.C. BARTHOLIN dont la disponibilité a été inégalable durant ces années et particulièrement lors de la phase de rédaction de ce mémoire.

Je dois beaucoup à Monsieur HOSTACHE (Professeur et Directeur de L'Antenne Universitaire de Belfort) pour la confiance qu'il m'a accordée...

SOMMAIRE

INTRODUCTION	1
A. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	
A.I. LE B.L.E.V.E.	
1. Le B.L.E.V.E.: Un événement redouté	3
a./ Définition du B.L.E.V.E.	
b./ Les causes du B.L.E.V.E.	
c./ Les mécanismes conduisant au B.L.E.V.E.	
2. Les conséquences dévastatrices d'un B.L.E.V.E.	8
a./ Les ondes de choc	
b./ Les ondes de souffle	
c./ La formation et la propagation d'un nuage gazeux	
d./ L'effet missile	
e./ La formation d'une boule de feu	
f./ Les outils disponibles qui permettent d'estimer ces conséquences	
3. Les tendances actuelles dans la recherche pour éviter le B.L.E.V.E.	12
a./ Les logiciels de simulation	
b./ Les validations expérimentales	
4. -PLGS 2-: Un logiciel simulant le comportement d'un stockage de propane, entouré de flammes	14
A.II. L'ARROSAGE: UNE PROTECTION EFFICACE LORS D'UN INCENDIE	
1. L'arrosage par pulvérisation	25
2. L'arrosage par ruissellement sur un plan incliné	27

B. ETUDE EXPERIMENTALE DU RUISSELLEMENT

B.I. RUISSELLEMENT SUR PLANS INCLINES 33

- 1. Description du montage expérimental 34
- 2. L'écoulement à température ambiante 35
- 3. L'écoulement avec élévation de température 41
- 4. L'écoulement avec évaporation 42
- 5. Conclusion: Interprétation des résultats 46

B.II. RUISSELLEMENT SUR UN CYLINDRE HORIZONTAL

- 1. Montage expérimental 48
- 2. Résultats expérimentaux: Cas du réservoir vide 56
- 3. Résultats expérimentaux: Cas du réservoir rempli d'eau 62
- 4. Conclusion: Interprétation des résultats expérimentaux 68
- 5. Observations qualitatives concernant ces essais 71

C. MODELISATION - VALIDATION - EXTRAPOLATION

C.I. MODELISATION

- 1. Modèle de ruissellement sur un plan incliné 73
- 2. Modèle de ruissellement sur un cylindre horizontal 86

C.II. VALIDATION DES MODELES PROPOSES

- 1. Cas d'une paroi plane inclinée 94
- 2. Cas d'un cylindre horizontal 104

C.III. EXTRAPOLATION DU MODELE A UNE PAROI SPHERIQUE

- 1. Les équations qui régissent le modèle sphérique 112
- 2. Résultats de simulation concernant l'écoulement en l'absence de flammes 113
- 3. Comportement du modèle en présence de flammes 114
- 4. Résultats de simulation 115

C.IV. CONCLUSION 118

D. L'IGNIFUGATION: UNE PROTECTION PASSIVE	121
D.I. EFFICACITE D'UN IGNIFUGE SUR UNE PAROI PLANE ADIABATIQUE	
1.Principe d'application d'une couche ignifuge	123
2. Etude expérimentale	124
3. Modélisation proposée	126
4. Résultats de simulation - Comparaison avec les essais	130
5. Utilisation du modèle: Extrapolation à des stockages	133
6. Limite de validité de cette démarche	134
D.II. EFFICACITE D'UN IGNIFUGE APPLIQUE SUR UN STOCKAGE DE PROPANE, SOUMIS A UN INCENDIE	
1. Caractérisation d'un feu de nappe	136
2. Ignifugation de sphères contenant du propane	137
3. Exploitation des résultats expérimentaux	141
E. COMPARAISON DES DEUX PROTECTIONS	147
CONCLUSION	151
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	
ANNEXES	

INTRODUCTION

INTRODUCTION

La rupture des réservoirs de produits pétroliers inflammables sous pression, lors d'un incendie sur le site de stockage, peut provoquer des événements tels que le B.L.E.V.E. (Boiling Liquid Expanding Vapor Explosion), catastrophiques pour l'environnement.

Si certaines études s'intéressent aux mécanismes pouvant conduire à ce phénomène, la plupart des recherches concernent la mise au point de dispositifs de protection permettant de limiter dans le temps l'évolution thermique et thermodynamique du système { réservoir+fluide stocké }, afin d'obtenir un délai suffisant pour confiner ou maîtriser l'incendie.

Ainsi, outre la solution qui consiste à enterrer les stockages (ce qui évite toute présence de flammes au contact des parois des réservoirs...), les protections envisagées sont de deux types:

- L'ignifugation des parois externes des stockages avec un matériau solide
- L'arrosage des parois externes soit par ruissellement d'eau en film mince homogène, soit par pulvérisation d'eau en des points stratégiques, autour du réservoir.

Il est à noter toutefois que l'adjonction d'émulseurs aux systèmes d'arrosage apporte une efficacité supplémentaire, mais peut poser des problèmes de pollution des nappes d'eau aux alentours du site...

Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés à l'arrosage, en mettant en évidence l'efficacité et les problèmes rencontrés lors de l'utilisation de cette protection active.

Une étude bibliographique dresse le bilan des connaissances actuelles sur cette technique d'apparence simple. Cependant elle fait appel à des notions complexes de transfert du point de vue théorique et pose des problèmes d'ordre technologique quant à l'application d'un tel "écran thermique" sur les parois d'un stockage industriel.

La question primordiale que l'on se pose actuellement est la suivante:

Quel est le débit d'eau optimal à appliquer sur la paroi externe d'un réservoir entouré par les flammes d'un incendie, de manière à maintenir le système dans des conditions jugées acceptables ?

Pour répondre à cette question, plusieurs raisonnements sont possibles, qui font intervenir différents phénomènes.

En effet, si l'on adopte la pulvérisation d'eau, on va traiter beaucoup plus facilement les problèmes hydrodynamiques (zones sèches, phénomènes de décollement). En revanche, les débits devront être plus importants que pour le cas du ruissellement en film, imposé depuis le sommet du réservoir, car des "pertes" d'eau non négligeables accompagnent la pulvérisation et, de plus, les gouttelettes arrivent plus chaudes au contact de la paroi.

Si l'on opte pour le ruissellement, les débits nécessaires sont moindres mais doivent être suffisants pour éviter la formation de zones sèches par manque de mouillabilité de la paroi ou par évaporation cumulative le long de l'écoulement.

Cette deuxième technique d'arrosage présente en outre l'avantage de conduire à une maintenance plus facile.

Par ailleurs, l'étude expérimentale du ruissellement n'a jamais été abordée alors que, dans l'industrie, cette technique semble de plus en plus utilisée.

En conséquence, nous avons choisi de caractériser le comportement d'un film d'eau ruisselant de manière homogène sur une paroi. Cette démarche conduit à approfondir plusieurs aspects:

- L'hydrodynamique de l'écoulement (étude qui met en évidence les limites de l'homogénéité recherchée, ainsi que les paramètres pouvant l'influencer ou la perturber).

- Le caractère protecteur de cet écran, c'est-à-dire sa capacité à absorber une certaine quantité de chaleur provenant des flammes (énergie qui, a fortiori, n'est pas transmise au fluide stocké).

- La modification des transferts thermiques apportée par l'arrosage sur une paroi plane, puis sur un stockage de géométrie non plane.

Cette étude s'inscrit dans un contexte industriel. Elle aurait donc été incomplète si nous n'avions pas pris en compte l'autre alternative envisageable pour la protection des stockages non enterrés. C'est la raison pour laquelle, dans un deuxième temps, nous avons développé l'analyse de la protection par ignifugation.

Dans le cadre d'une étude approfondie, le programme ' G.A.S.A.F.E.', validée par des expériences à petite et grande échelles, fait l'objet d'une collaboration entre l'Ecole des Mines de Saint-Etienne et le G.E.S.I.P. (Groupe d'Etude de Sécurité de l'Industrie Pétrolière).

Cette protection, qui limite dans le temps les transferts thermiques vers le fluide stocké, est passive, donc très intéressante du point de vue sécurité.

La méthodologie mise au point dans le cadre de ce programme, permet d'analyser les similitudes de comportement énergétique d'une couche ignifuge appliquée sur des parois planes isolées en face non exposée aux flammes, et sur des stockages sphériques contenant du propane.

Une analyse des résultats obtenus au cours de ces deux études, permet alors d'établir une comparaison de ces deux méthodes de protection, et de mettre en évidence la limite de leur efficacité respective.

ETUDE

BIBLIOGRAPHIQUE

A. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

A.I. LE B.L.E.V.E.

Les risques résultant du transport et du stockage de produits chimiques ou pétroliers inflammables sous pression, ne peuvent être ignorés et font l'objet d'études de plus en plus rigoureuses depuis les années 60, pour éviter un événement redouté dénommé B.L.E.V.E. (Boiling Liquid Expanding Vapor Explosion).

1. Le B.L.E.V.E.: Un événement redouté

Quelques rapports d'accidents révélateurs [1-2] mettent en évidence son caractère dévastateur:

-FEYZIN, le 4 Janvier 1966; huit sphères de stockage de butane et de propane de 1200 m³, ont explosé suite à une fuite accidentelle de gaz sur la vanne d'alimentation de l'une d'elles. Le nuage gazeux s'est enflammé par simple contact avec la source de chaleur créée par le moteur d'un véhicule circulant à 60 mètres de la zone de stockage.

-CRESCENT CITY, le 2 Juin 1970; le déraillement d'un train transportant des citernes de Gaz de Pétrole Liquéfié, a provoqué trois B.L.E.V.E.s successifs. On a retrouvé des morceaux de cuves à 170 mètres du lieu de l'accident.

-SAN JUAN IXHUATEPEC près de Mexico, le 19 Novembre 1984; ce fut l'accident le plus catastrophique: un nuage de vapeur s'échappant d'une conduite s'est enflammé au milieu d'une zone de stockage de butane, engendrant une série d'explosions sur des cylindres horizontaux et des sphères. La zone d'habitation environnante a été complètement envahie sur 300 mètres par des gaz (brûlés ou imbrûlés). On a retrouvé des fragments de réservoirs pesant plusieurs tonnes, jusqu'à 1200 mètres du lieu de l'explosion.

Ce ne sont là que quelques exemples parmi une longue liste d'accidents répertoriés depuis les années 30. Les conséquences des B.L.E.V.E.s sont d'une telle ampleur qu'il est souhaitable d'approfondir la connaissance des mécanismes conduisant à ces explosions et de concevoir des dispositifs de sécurité performants qui permettent d'éviter de telles catastrophes.

a./ Définition du B.L.E.V.E.

Introduit pour la première fois aux U.S.A. lors de l'analyse des causes de l'explosion accidentelle d'un réservoir contenant de l'acide phénique, puis utilisé par la suite de manière abusive, ce terme a été redéfini en 1985 [3] pour décrire une suite d'événements consécutifs à la rupture d'un réservoir contenant un produit inflammable sous pression.

Le B.L.E.V.E. est la vaporisation explosive d'un liquide ou d'un gaz liquéfié surchauffé, engendrée par une dépressurisation quasi instantanée, suite à la rupture mécanique du réservoir.

b./ Les causes du B.L.E.V.E.

Ce phénomène peut se produire principalement lorsqu'une source de chaleur intense rayonne sur les parois d'un réservoir contenant un produit sous pression.

L'incendie peut avoir plusieurs origines:

- La formation d'un feu de nappe provenant de la combustion d'un produit inflammable répandu sur le sol, soit à proximité d'un réservoir, soit dans son propre bac de rétention.

- L'apparition d'une perte de confinement (fuite au niveau d'un repiquage). Dans ces conditions, le fluide s'enflamme au contact de l'air en enveloppant le réservoir.

- La rupture d'une canalisation provoquant un jet de flammes qui vient chauffer localement la paroi externe d'un stockage.

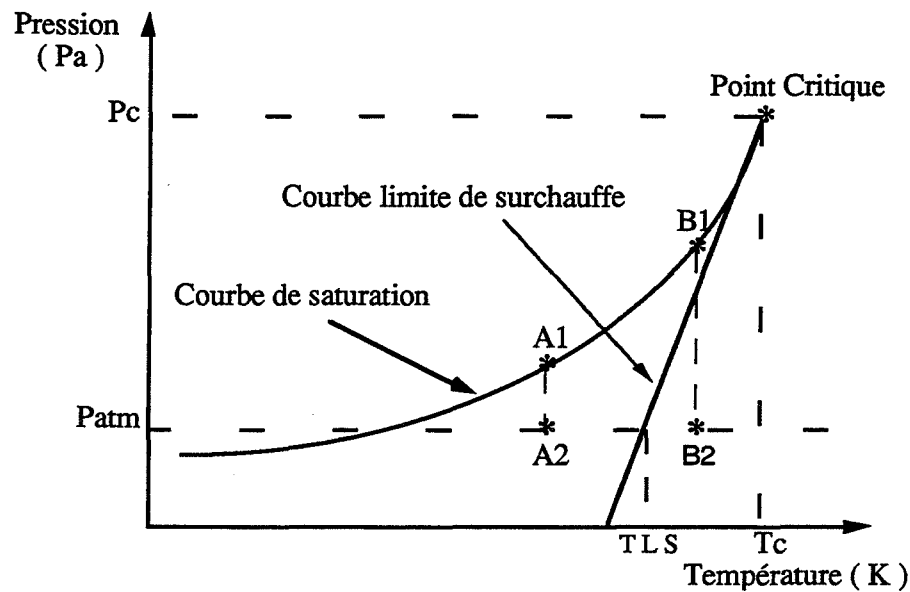
Dans tous les cas, la rupture mécanique de l'enveloppe se produit lorsque la pression interne dépasse la limite admissible par le matériau.

Il est à noter qu'un projectile et un choc violent peuvent être également à l'origine de ce phénomène.

c./ Les mécanismes conduisant au B.L.E.V.E.

La surchauffe du liquide est considérée comme un élément prépondérant, qui traduit un écart à l'équilibre thermodynamique dans le cas où la pression interne du fluide stocké est supérieure à la pression atmosphérique.

Le graphe suivant schématise la dépressurisation d'un fluide stocké en fonction de ses caractéristiques thermodynamiques (pression, température):



Si le fluide est stocké selon les caractéristiques du point A1, et s'il subit une détente de type " flash adiabatique " jusqu'à la pression atmosphérique, ses caractéristiques deviennent celles du point A2. Dans ce cas, il se produit une vaporisation d'environ 30% de la masse liquide initiale. S'il est stocké selon les caractéristiques du point B1 et qu'il passe brutalement en B2, la détente subie n'a pas du tout les mêmes conséquences. La quasi-totalité de la masse liquide initiale se vaporise instantanément.

Remarque: Les points A2 et B2 sont fictifs; dans la réalité, le fluide tend à atteindre un équilibre thermodynamique après la détente.

REID [4] utilise cette théorie pour analyser des expériences antérieures, réalisées sur des réservoirs de très petites tailles, et particulièrement celles de HESS et al. [5].

Il considère qu'elles ne peuvent être interprétées et justifiées sans prendre en considération cette surchauffe.

Il existe donc, comme le montre la figure, une donnée permettant de distinguer ces deux phénomènes; c'est la *Limite de Surchauffe*.

JONES [6] justifie l'apparition d'une *Nucléation Homogène* au sein du liquide, favorisant la vaporisation explosive, lorsqu'un stockage subit une dépressurisation au-delà de cette limite.

Comme le précise KATZ [7] dans un article de synthèse, cette limite est caractérisée principalement par une température appelée *Température Limite de Surchauffe* (TLS), généralement donnée à la pression atmosphérique, et qui dépend de la nature du fluide.

Nombreuses sont les études comme celles de BLANDER et PORTEOUS [8-9] qui tendent à caractériser cette donnée et à étudier la dépressurisation au voisinage de cette limite.

Cette théorie est également soutenue par COLE [10] qui propose une classification des mécanismes:

-Si une détente se produit sur un stockage à une température inférieure à la TLS, une nucléation de type hétérogène s'effectue sur les parois du réservoir.

-Si le stockage se trouve à une température supérieure à la TLS, la nucléation est homogène et se produit principalement au coeur du liquide lui-même.

EBERHART, KREMSNER et BLANDER [11] ont mesuré cette TLS pour différents hydrocarbures; ils proposent le tableau suivant où T_{eb} représente la température d'ébullition à pression atmosphérique et T_c la température critique:

Produit	T_{eb} (.K)	TLS (.K)	T_c (.K)	TLS / T_c
n-butane	272,3	378,2	425,2	0,890
n-pentane	308,8	421	469,6	0,897
n-hexane	341,7	457	507,4	0,901
n-heptane	371,1	486,7	540,2	0,901
n-octane	398,2	513	568,8	0,902
n-nonane	423,5	538,5	594,6	0,906
n-décane	447,3	558,3	617,4	0,904
2,2-diméthylpropane	282,3	386,6	433,8	0,891
2,3-diméthylbutane	330,7	446,4	499,9	0,893
2,2,4-triméthylpentane	372,4	448,5	543,9	0,898
cyclopentane	322,5	457	511,7	0,893
cyclohexane	353,4	492,8	553,4	0,89
méthylcyclopentane	345,2	476,1	532,7	0,894
méthylcyclohexane	374,1	510,4	572,1	0,892
cyclooctane	421,7	560,7	---	---

On observe que le rapport $\frac{TLS}{T_c}$ est constant de l'ordre de 0,9 quel que soit le produit testé.

De même, on peut présenter les valeurs suivantes:

Produit	T_{eb} (.K)	TLS (.K)	T_c (.K)	TLS / T_c
éthane	185	274	305	0,9
propane	231	332	369	0,9
propylène	307	434	482	0,9
éthylène	169	255	283	0,9

On constate d'après ces données, que certains produits comme l'éthylène et l'éthane ne peuvent être stockés à température ambiante, alors que pour le propane, la TLS et par conséquent le risque de vaporisation explosive pouvant conduire au B.L.E.V.E. peuvent être atteints très rapidement en cas d'incendie.

Les références bibliographiques concernant la modélisation de ce phénomène sont également nombreuses. On peut citer en particulier BASU et SINHA [12] qui, en s'appuyant sur des expériences sur des composés organiques comme l'isobutanol, le chloroforme, le chlorure d'éthylène ou le diéthylamine, proposent un modèle de calcul de la TLS d'après une hypothèse thermocinétique basée sur l'équation d'état de Van der Waals caractérisant les composés. Ils définissent le taux de nucléation homogène par:

$$J = z_L \sqrt{\frac{6 \sigma}{\pi M (3 - b)}} \exp \left[-\frac{E_v}{k T} - \frac{16 \pi \sigma^3}{3 k T (P_v - P_L)^2} \right]$$

avec:

J	taux de nucléation homogène fonction de la température	(mole / s)
T	température du liquide surchauffé	(K)
z_L	nombre de moles de liquide à l'état de surchauffe	
k	constante de Boltzmann	(J / K)
M	masse molaire du composé	(kg / mole)
σ	tension superficielle du liquide à la température considérée	(N / m)
E_v	énergie de vaporisation du liquide à la température considérée	(J)
P_v	tension de vapeur du liquide à la température considérée	(Pa)
P_L	pression du liquide	(Pa)

$b = \frac{P_v - P_L}{P_v} = \frac{2 \sigma}{P_v R_0}$, où R_0 est le rayon critique d'une bulle de ce composé, c'est-à-dire le rayon à partir duquel cette bulle croît spontanément sans apport d'énergie supplémentaire (la valeur de R_0 est une donnée thermodynamique).

La TLS est obtenue, dans cette équation, quand le taux J est égal à l'unité.

Les auteurs précisent toutefois que ce modèle n'est pas parfait et ne donne pas la bonne TLS pour tous les composés organiques. Ceci explique le nombre d'études expérimentales réalisées jusqu'à présent et la difficulté de proposer un modèle standard de calcul de TLS et de nucléation homogène.

2. Les conséquences dévastatrices d'un B.L.E.V.E.

Les différents rapports d'accidents survenus sur des sites de stockage et relatant l'explosion d'un ou plusieurs réservoirs de gaz liquéfiés sous pression, exposent généralement d'une manière détaillée les conséquences catastrophiques observées sur les sites eux-mêmes et dans les zones environnantes. On peut ainsi différencier cinq événements dévastateurs distincts:

- Création d'ondes de choc consécutives à l'explosion détonante
- Création d'ondes de souffle
- Propagation d'un nuage gazeux
- Projections par effet missile (morceaux de paroi...)
- Formation d'une boule de feu provenant de la combustion du fluide stocké.

a./ Les ondes de choc

L'explosion résultant de la dépressurisation quasi instantanée d'un stockage produit, dans le cas d'un B.L.E.V.E., une détonation qui crée des ondes de choc pouvant être ressenties jusqu'à plusieurs kilomètres (toutes les façades vitrées de la région sud de Lyon ont été brisées après l'accident de Feyzin en 1966).

Pour modéliser et quantifier ce phénomène, WIEKEMA [13] propose une approche intéressante et relativement simple, basée sur la détermination du profil de surpression en fonction de la distance par rapport au centre de l'événement.

En définissant la longueur caractéristique de l'explosion L_0 en mètre:

$$L_0 = \left[\frac{V_0 E_c}{P_0} \right]^{\frac{1}{3}}$$

avec:

V_0 rapport: volume du mélange de combustion / volume du combustible avant la combustion

E_c énergie dégagée par la combustion du produit évacué dans l'atmosphère (J)

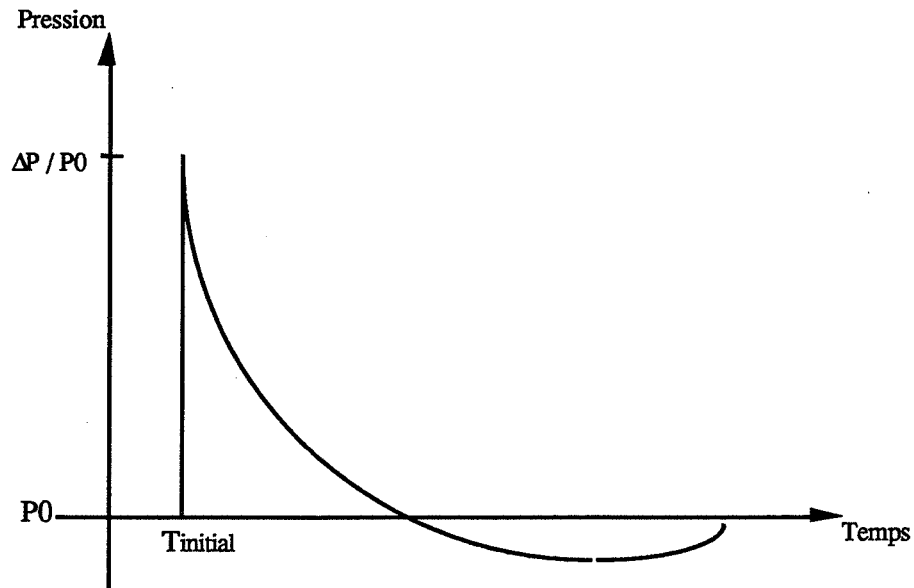
P_0 pression du nuage avant la combustion (égale à la pression atmosphérique) (Pa),

si r correspond à la distance, exprimée en mètre par rapport au centre du nuage, à laquelle on veut estimer la surpression ΔP , l'auteur propose deux corrélations pour déterminer la propagation des pics de surpression.

$$\frac{\Delta P}{P_0} = 0,518. \left[\frac{r}{L_0} \right]^{-1,7} \quad \text{pour } 0,29 \leq \frac{r}{L_0} \leq 1,088$$

$$\frac{\Delta P}{P_0} = 0,2177. \left[\frac{r}{L_0} \right]^{-1} + 0,1841. \left[\frac{r}{L_0} \right]^{-2} + 0,1194. \left[\frac{r}{L_0} \right]^{-3} \quad \text{pour } \frac{r}{L_0} \geq 1,088$$

Pour un observateur immobile se situant à une distance donnée du centre de l'explosion, une propagation d'onde de choc peut se représenter selon le graphe suivant:



Exemple d'application:

Si l'on considère la rupture d'un stockage contenant 520 m^3 de propane liquide, provoquant ainsi un nuage à pression atmosphérique prêt à s'enflammer (l'énergie libérée par la combustion stoechiométrique du combustible correspond au P_{ci} du propane; soit 50.10^6 J / kg). On obtient une longueur caractéristique d'explosion: $L_0 = 175$ mètres ($V_0 \approx 40$ à pression atmosphérique).

A 200 mètres de la source, on obtient une surpression $\frac{\Delta P}{P_0} = 0,410$

A 500 mètres $\frac{\Delta P}{P_0} = 0,107$

A 1000 mètres $\frac{\Delta P}{P_0} = 0,044$

A 2000 mètres $\frac{\Delta P}{P_0} = 0,020$.

Si le point de rupture d'une vitre est situé entre 40 et 70 millibars, on peut déterminer la distance à partir de laquelle elle conserve sa configuration d'origine (soit environ 2 kilomètres).

b./ Les ondes de souffle

Il n'existe pas de modèle simple permettant de quantifier la propagation d'une onde de souffle à la suite d'une explosion.

OPPENHEIM, KUHL, LUNDSTROM et KAMEL [14] rappellent les hypothèses à prendre en considération qui sont: propagation en écoulement instationnaire d'un milieu compressible possédant généralement une symétrie (ponctuelle, axiale ou plane).

Le comportement d'une telle propagation est régi par les équations de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement. Les conditions aux limites introduisant des discontinuités, la résolution du système d'équations aux dérivées partielles obtenu, est délicate.

c./ La formation et la propagation d'un nuage gazeux

De même que pour les ondes de souffle, la formation d'un nuage gazeux repose sur une théorie complexe faisant ressortir les paramètres prépondérants pour son développement; à savoir: les conditions atmosphériques, le type de gaz en présence, sa quantité et l'ampleur de la dépressurisation.

Ainsi, un gaz lourd se répand sur le sol et se loge dans toutes les cavités qu'il rencontre, alors qu'un gaz léger, par grand vent, peut former un nuage qui se propage dans l'atmosphère sans pouvoir être maîtrisé. Ce gaz, qui ne s'enflamme pas forcément lors de la perte de confinement, peut être toxique, inflammable ou radioactif.

Les conséquences peuvent devenir dramatiques non seulement sur le site de stockage mais également sur l'environnement.

d./ L'effet missile

C'est le phénomène le plus aléatoire. Les comptes rendus d'accidents sont très significatifs à ce propos: un morceau de paroi pesant plusieurs tonnes et provenant d'un réservoir qui subit un B.L.E.V.E. peut être projeté jusqu'à plus d'un kilomètre du lieu de l'explosion.

HOLDEN et REEVES [15] proposent une analyse statistique très détaillée concernant la répartition des projectiles dans l'espace, en fonction de la géométrie initiale du réservoir.

Cependant, bien qu'aucun modèle d'application directe ne semble envisageable, on peut déterminer une distance à partir de laquelle la probabilité de trouver un projectile est nulle, ou inférieure à un seuil donné.

e./ La formation d'une boule de feu

Le nuage formé à la suite de la rupture mécanique d'un stockage, peut s'enflammer soit s'il a atteint son point d'auto-ignition, soit s'il existe à proximité une source d'ignition (incendie, étincelle...).

C'est l'événement le plus redouté de par son ampleur et sa vitesse d'exécution. Un énorme champignon apparaît dans l'atmosphère et la combustion résultante dégage un rayonnement de chaleur de haute intensité (jusqu'à $300 \text{ kW} / \text{m}^2$ à une température pouvant atteindre 2000°C).

HARDEE et LEE [16] se sont intéressés en particulier au rayonnement d'une boule de feu de propane.

ROBERTS [17] synthétise la plupart des travaux réalisés sur des gaz liquéfiés et propose des corrélations permettant de déterminer à partir de la masse M de combustible (exprimée en kg):

-La durée de la combustion de la boule de feu

$$t = 1,07.M^{0,181} \quad (\text{s})$$

-Son rayon maximal (la géométrie est supposée sphérique)

$$R = 3,12.M^{0,333} \quad (\text{m})$$

-Le flux maximum reçu par une cible placée à une distance L du centre de la boule de feu

$$\Phi = \frac{8,28 \cdot 10^5.M^{0,771}}{L^2} \quad (\text{W} / \text{m}^2)$$

Ce calcul est insuffisant en tant que tel, car la notion de temps d'exposition d'une cible est nécessaire pour estimer la gravité des conséquences du rayonnement.

Exemple d'application:

Soit le stockage précédent contenant 520 m^3 de propane liquide qui vient s'enflammer dans l'atmosphère.

-La durée de la boule de feu est alors de 10 secondes.

-Son rayon est d'environ 200 mètres.

-Le rayonnement à la périphérie de la boule de feu est de $170 \text{ kW} / \text{m}^2$.

-A 500 mètres du centre, une cible reçoit un flux de chaleur de $50 \text{ kW} / \text{m}^2$.

-A 1000 mètres, elle reçoit $12,5 \text{ kW} / \text{m}^2$.

-A 2000 mètres, le flux reçu n'est plus que de $3 \text{ kW} / \text{m}^2$.

Sachant qu'un corps humain immobile peut supporter un rayonnement de 5 kW / m^2 pendant 11 secondes, on peut estimer la distance de sécurité à environ 2 kilomètres.

f./ Les outils disponibles qui permettent d'estimer ces conséquences

Pour pouvoir intervenir efficacement sur un site en cas de rupture mécanique d'un stockage, il s'avère nécessaire de bien connaître l'ampleur des conséquences possibles.

Il faut pouvoir déterminer les zones dites de danger et de sécurité, de manière à établir des Plans d'Organisation Interne et des Plans Particuliers d'Intervention pour maîtriser un tel accident.

Ainsi, pour répondre à cette attente, on dispose d'un certain nombre de logiciels de simulation, comme -BATEX-, -WHAZAN-, -SAFETY-, -CAMEO- ou -EFFECTS-.

-EFFECTS- [18], actuellement à notre disposition, est capable de donner rapidement des informations précises sur les différents événements qui sont :

- Jet monophasique ou diphasique obtenu suite à la rupture d'une canalisation
- Dispersion d'un nuage de gaz neutre dans l'atmosphère
- Evaporation d'un gaz entraînant la formation d'un feu de nappe
- Explosion produite par le rejet d'un gaz dans l'atmosphère (ondes de choc...)
- Développement et rayon d'action d'une boule de feu.

S'appuyant sur des calculs développés par T.N.O. dans le -Yellow Book- [19], ce logiciel répertorie une cinquantaine de produits chimiques et pétroliers et constitue actuellement une base solide pour l'estimation des conséquences découlant d'un B.L.E.V.E..

3. Les tendances actuelles dans la recherche pour éviter le B.L.E.V.E.

Pour éviter les conséquences catastrophiques émanant d'un B.L.E.V.E., il est donc nécessaire de mettre en place des dispositifs de protection efficaces, capables de retarder ou même d'annihiler les phénomènes physiques qui sont à l'origine de cet événement.

Dans la majorité des cas, les scénarios convergent vers l'élévation de la température de l'enveloppe du réservoir, suite à l'apparition intempestive d'un incendie sur le site.

La chaleur transmise au fluide stocké, fait augmenter dangereusement la pression interne du système, créant ainsi des contraintes mécaniques supérieures à la limite élastique du matériau (en

général de l'acier) constituant la paroi du stockage. De plus, l'échauffement du liquide peut amener celui-ci à dépasser sa *Limite de Surchauffe*.

C'est pourquoi de nombreux chercheurs se sont intéressés à l'étude expérimentale et à la modélisation du comportement d'un réservoir sous pression entouré totalement ou partiellement par des flammes.

a./ Les logiciels de simulation

Les principaux logiciels de simulation disponibles à l'heure actuelle sont les suivants :

- ENGULF- : proposé par RAMSKILL du S.R.D./H.S.E. (U.K.) [20]
- HEATUP- : établi par BEYNON et son équipe de SHELL U.K. [21]
- T.C.T.C.M.- : mis au point à l'Université de Kingston, Canada, par BIRK [22]
- PLGS 2- : développé actuellement à l'Université du New Brunswick, Canada, au sein d'une équipe dirigée par VENART [23].

La liste n'est pas exhaustive. Tous ces modèles répertoriés par MOODIE [24] dans un article de synthèse, n'abordent pas le problème avec les mêmes hypothèses et possèdent donc chacun leurs originalités.

En France, CORRIOU [25] a développé un logiciel pour la société ELF-ATOCHEM, afin de "...mieux connaître le comportement transitoire précédant l'explosion d'un réservoir de gaz liquéfié..." et de "... prendre en compte le plus grand nombre de situations réelles...".

b./ Les validations expérimentales

Les expériences réalisées à ce jour sont peu nombreuses mais diversifiées:

- VENART et son équipe [26-27] étudient le comportement de fréons stockés dans un réservoir d'une capacité de 40 litres. Ils s'intéressent plus particulièrement à des phénomènes de stratifications thermiques et aux mouvements convectifs internes (mise en évidence de zones de couches limites et d'isothermes à géométries complexes dans les deux phases) apparaissant en présence de chaleur.

-MOODIE [28] présente la réponse d'un réservoir cylindrique horizontal contenant 5 tonnes de propane. Il met en évidence, notamment, l'évolution de la pression interne en fonction du taux de remplissage et du flux imposé par la combustion de kérosène, ainsi que le temps au bout duquel apparaît la première ouverture de la soupape de sécurité.

-Un programme intitulé -T.C.S.R.T.P.- [29-30], financé par le gouvernement américain au début des années 70, en collaboration avec le Railway Progress Institute et l'American Association of Railroads permet d'analyser les causes d'accidents survenus lors de transports de produits dangereux. Il donne naissance à une série d'essais sur des citernes soumises à des feux de nappes.

-MOODIE, BILLINGE et CUTLER [31] étudient le comportement de réservoirs d' 1/4 tonne, d' 1 tonne et de 5 tonnes, contenant des hydrocarbures.

Ce ne sont ici que les principaux exemples d'expériences qui montrent les efforts entrepris pour essayer de comprendre et de valider les différents mécanismes à l'origine de ce type d'accidents.

Face à la complexité des scénarios possibles, l'obtention d'un modèle universel est utopique.

Cependant, quantifier l'importance des aspects pré-cités et tester la sensibilité des modèles à ces divers paramètres, nous paraît une étape nécessaire pour mieux appréhender le phénomène de B.L.E.V.E..

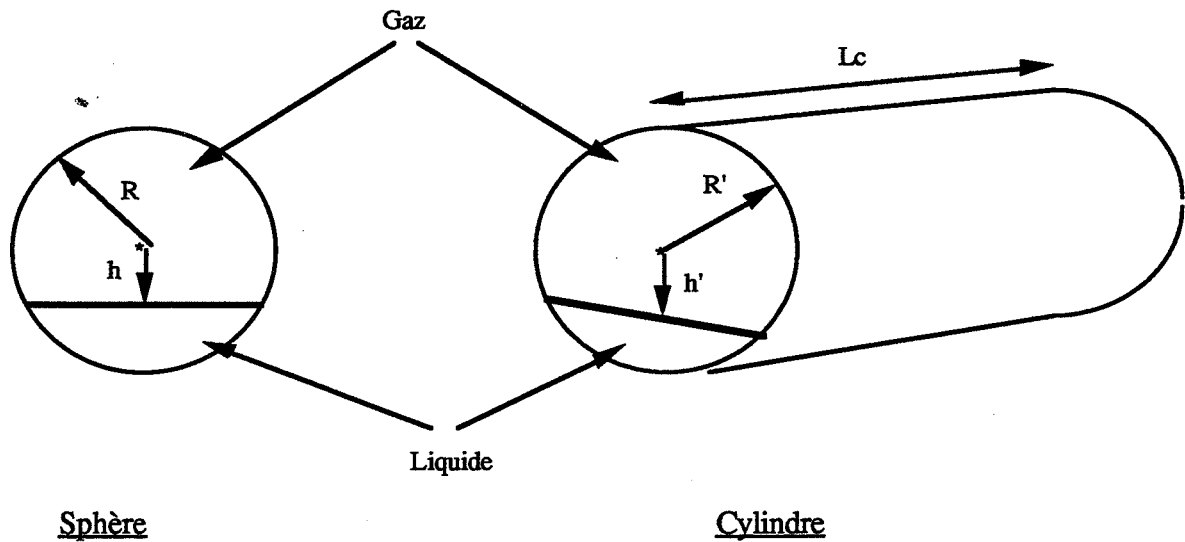
4. -PLGS 2-: Un logiciel simulant le comportement d'un stockage de propane, entouré de flammes

Ce logiciel créé par Venart à l'Université du New Brunswick, subit encore des modifications permettant d'obtenir des simulations les plus précises possibles.

Nous avons orienté notre choix vers -PLGS 2- car c'est le seul dont nous pouvons disposer, et qui prend en considération les hypothèses les plus proches de la réalité du comportement d'un Gaz de Pétrole Liquéfié stocké sous pression.

A l'heure actuelle, il n'est capable de simuler que le cas du propane dans un cylindre horizontal dont les dômes latéraux ne sont pas soumis à un flux de chaleur.

Cependant, pour étudier le cas d'une sphère, nous proposons une analogie de comportement, en fixant des équivalences d'après les paramètres suivants:



Les critères d'équivalence retenus sont:

- Conservation du taux de remplissage et du volume gazeux initial
- Conservation du rapport $\frac{\text{volume liquide}}{\text{surface mouillée par le liquide}}$

Cet artifice mathématique permet de simuler le comportement d'un réservoir sphérique, en utilisant un modèle cylindrique avec:

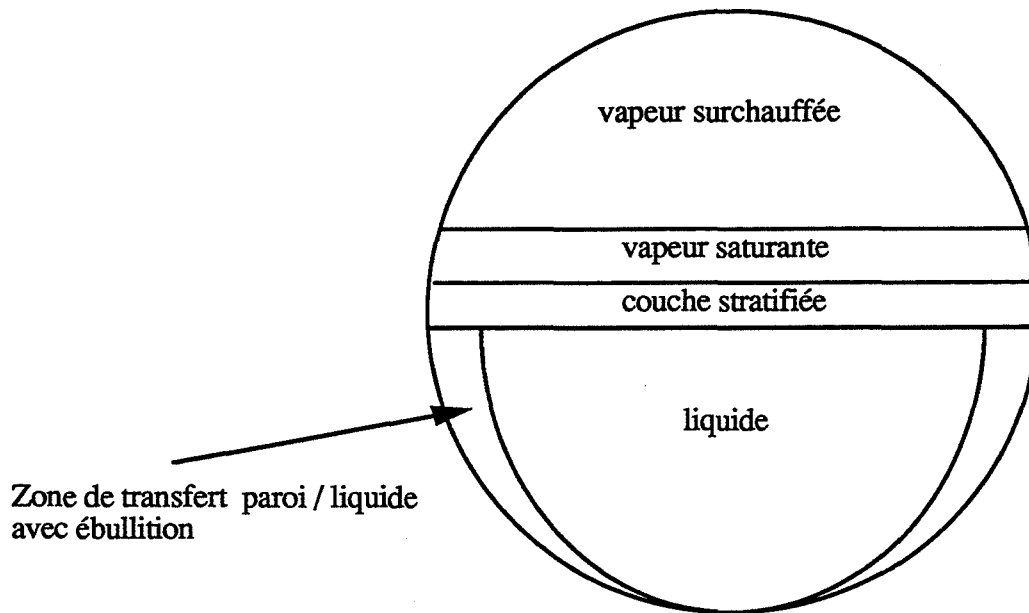
	Sphère	Cylindre
longueur adimensionnelle	$x = \frac{h}{R}$	$x' = \frac{h'}{R'}$
volume liquide	$V_L = \pi \cdot \frac{R^3}{3} [2 + x \cdot (x^2 - 3)]$	$V_L' = R'^2 \cdot L_c \cdot [\text{Arccos}(x') - x' \cdot (1 - x'^2)^{0,5}]$
volume gaz	$V_G = \pi \cdot \frac{R^3}{3} [2 - x \cdot (x^2 - 3)]$	$V_G' = \pi \cdot R'^2 \cdot L_c - V_L'$
surface mouillée (liquide)	$S_L = 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot (1 - x)$	$S_L' = 2 \cdot R' \cdot L_c \cdot [\pi - \text{Arccos}(x')]$
taux de remplissage	$\tau = \frac{x^3 - 3x + 2}{4}$	$\tau' = \pi \cdot [\text{Arccos}(x') - x' \cdot (1 - x'^2)^{0,5}]$

Remarque: Ces critères, déterminés à l'instant initial, ne sont pas forcément respectés au cours d'une simulation. Ceci constitue une limite de validité de l'analogie proposée.

Venart propose une théorie basée sur la présence d'une stratification dans la phase liquide à partir du moment où la masse correspondante est en quantité importante.

C'est le cas lorsque le taux de remplissage est important, c'est à dire supérieur à 40%, et ce, indépendamment de la taille du réservoir.

L'auteur propose la stratification suivante au niveau du fluide:



La vapeur surchauffée est régie par l'équation d'état des gaz parfaits. Cependant, c'est la couche stratifiée qui impose la pression interne du réservoir; le coeur du liquide étant à une température inférieure. Ceci conduit à une évolution de pression beaucoup plus rapide et plus proche de la réalité expérimentale, que si l'on considère directement le coeur du liquide en équilibre avec sa vapeur.

Il est à noter que l'auteur n'envisage pas le régime de *Nucléation Homogène* pour le transfert de matière au niveau du fluide.

De plus, les soupapes de sécurité, dimensionnées selon la norme API 521 [32], permettent d'évacuer les surpressions avant que le liquide n'ait atteint sa *Température Limite de Surchauffe*.

Un module concernant le rôle joué par l'événement, permet de simuler l'évolution du système doté d'un tel équipement, quand celui-ci intervient.

La vaporisation s'effectue donc à l'interface couche stratifiée / vapeur saturante, ainsi qu'à l'interface liquide / paroi .

A cet endroit, il existe d'ailleurs plusieurs régimes de transfert de chaleur, qui sont fonction de l'écart de température $T_{\text{paroi}} - T_{\text{liquide}}$.

L'auteur utilise la classification de Nukiyama citée par ROHSENOW [33], concernant les différents régimes:

- Régime de convection pure
- Régime d'ébullition nucléée
- Régime d'ébullition saturée
- Régime d'ébullition en film: " Film Boiling ".

Les différents paramètres de simulations sont classés en quatre catégories distinctes:

*Propriétés de l'enveloppe

- Rayon et longueur du cylindre
- Epaisseur de la paroi
- Propriétés thermiques (conductivité, chaleur spécifique, masse volumique)
- Taux de remplissage
- Dimensions et tarage de la soupape de sécurité.

*Caractéristiques du feu et du rayonnement

- Température de flamme
- Emissivité de la flamme.

*Caractéristiques de l'éventuelle couche isolante

- Epaisseur
- Propriétés thermiques (supposées linéaires en fonction de la température).

*Mode de simulation

- Durée d'exposition au feu
- Maillage (s) pour la discrétisation
- Discrétisation temporelle.

Ce logiciel, bien qu'imparfait quant à la continuité des résultats (en particulier du fait des différents régimes de transferts en phase liquide), nous permet d'effectuer une analyse détaillée concernant l'influence de chaque paramètre.

Ainsi, les dimensions du réservoir sont prépondérantes sur l'inertie du système. Mais elles influent également sur l'importance de la zone stratifiée: celle-ci n'intervient qu'à partir d'un certain taux de remplissage.

Il est également nécessaire d'ajuster les paramètres de discrétisation (pas de temps, nombre de noeuds et de mailles dans la paroi), de manière judicieuse.

La présence d'une couche isolante, provoque un effet retardateur très important au niveau de l'évolution du système et semble donc être un moyen de protection intéressant, en cas d'incendie.

Nous présentons deux exemples de simulation, obtenus pour un feu rayonnant à une température constante de 850 °C, sur un stockage contenant 60 % de propane.

Le système est à une température initiale de 10 °C, le propane liquide étant, à cet instant, en équilibre avec sa vapeur dans le réservoir.

Nous utilisons une paroi d'acier standard d' un centimètre d'épaisseur.

Simulation n° 1

Rayon de la sphère : 0,85 m

Epaisseur de paroi : 1 cm

Conductivité thermique de la paroi : 15 W / m.K

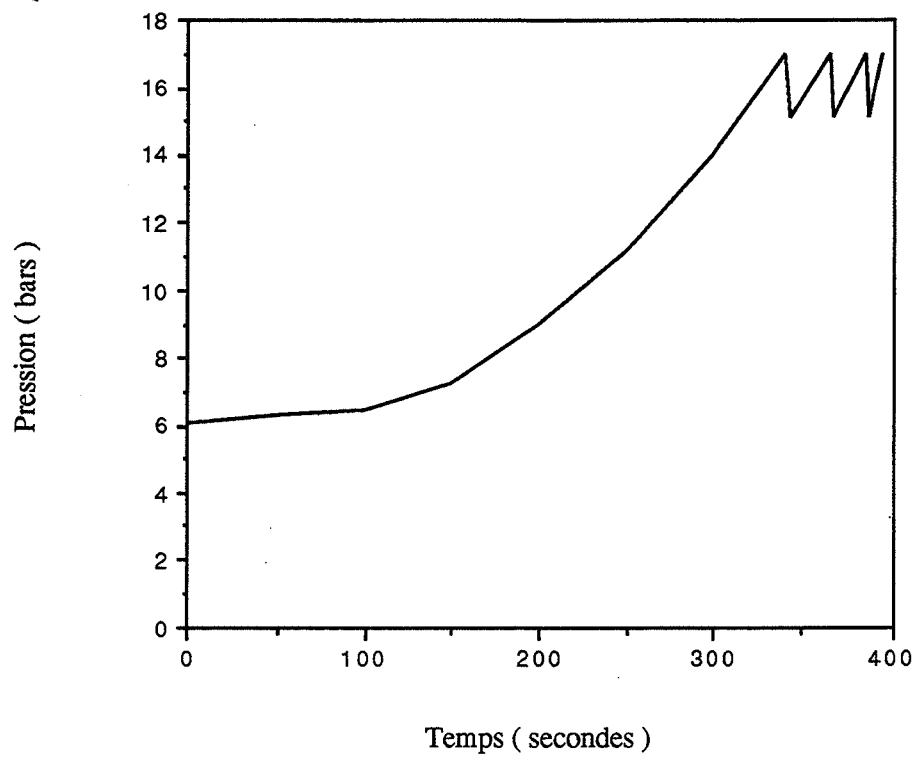
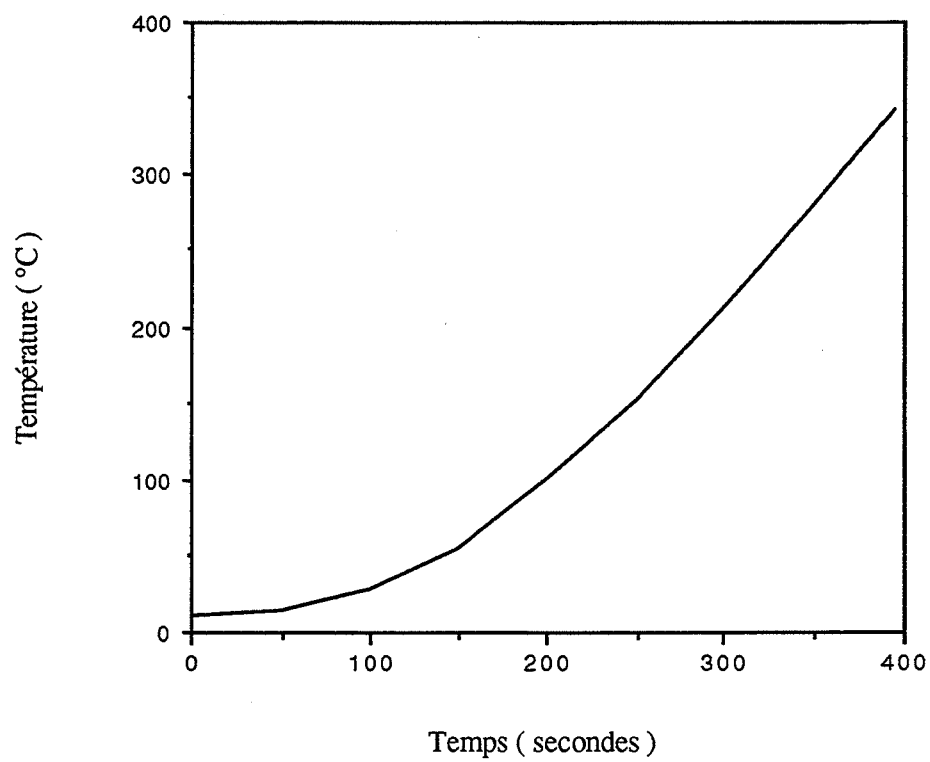
Masse volumique de la paroi : 7800 kg / m³

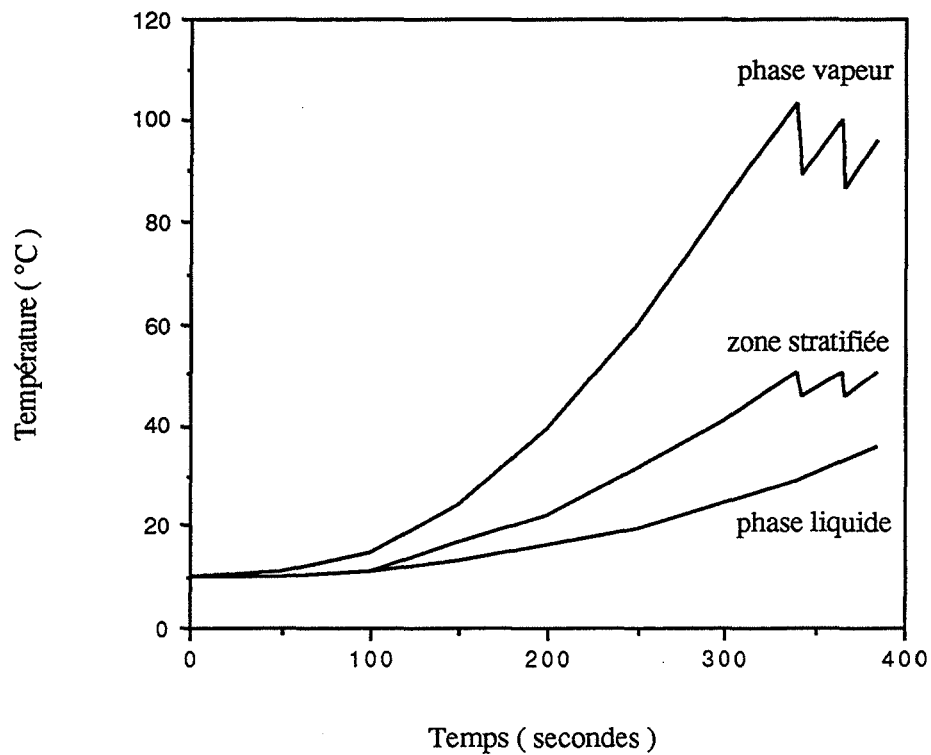
Chaleur spécifique de la paroi : 460 J / kg.K

Taux de remplissage en propane : 60 %

Pression de tarage de l'évent : 17 bars

Pas de couche ignifuge.

Evolution de la pression interneEvolution de la température de paroi -ciel gazeux-

Evolution des températures internesSimulation n° 2

Rayon de la sphère : 0,85 m

Epaisseur de paroi : 1 cm

Conductivité thermique de la paroi : 15 W / m.K

Masse volumique de la paroi : 7800 kg / m³

Chaleur spécifique de la paroi : 460 J / kg.K

Taux de remplissage en propane : 60 %

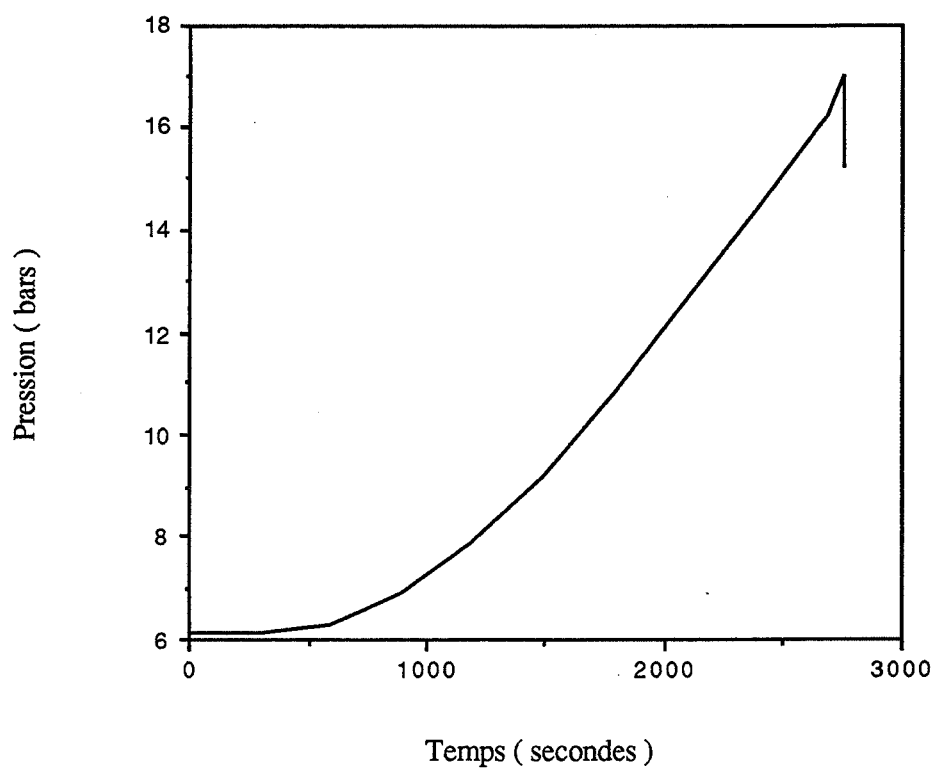
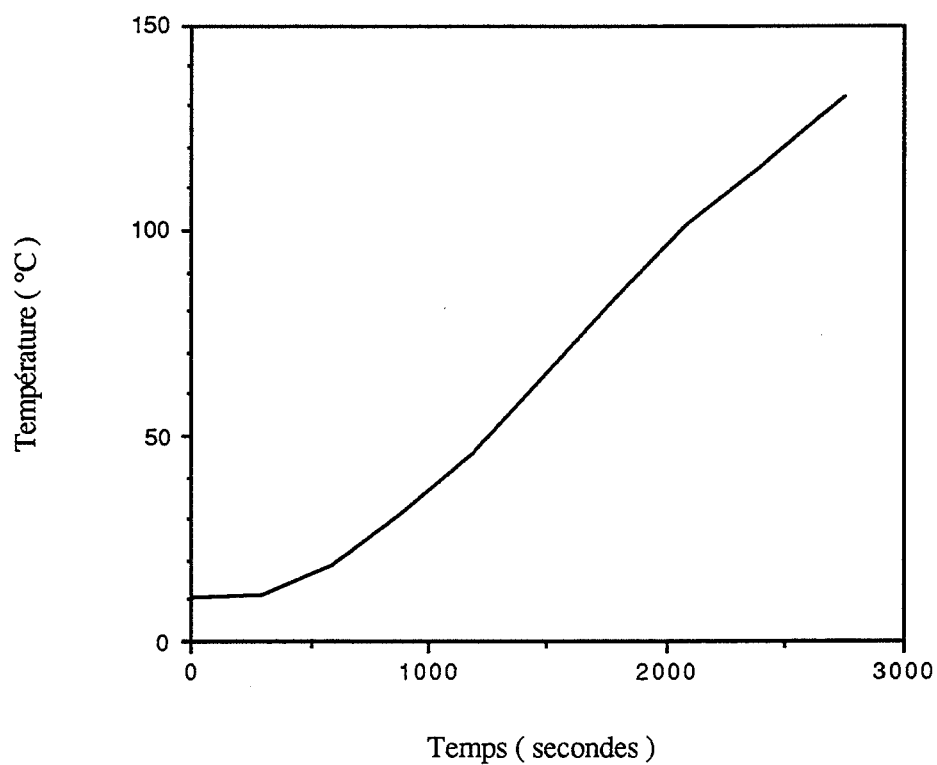
Pression de tarage de l'évent : 17 bars

Couche ignifuge : 4 cm

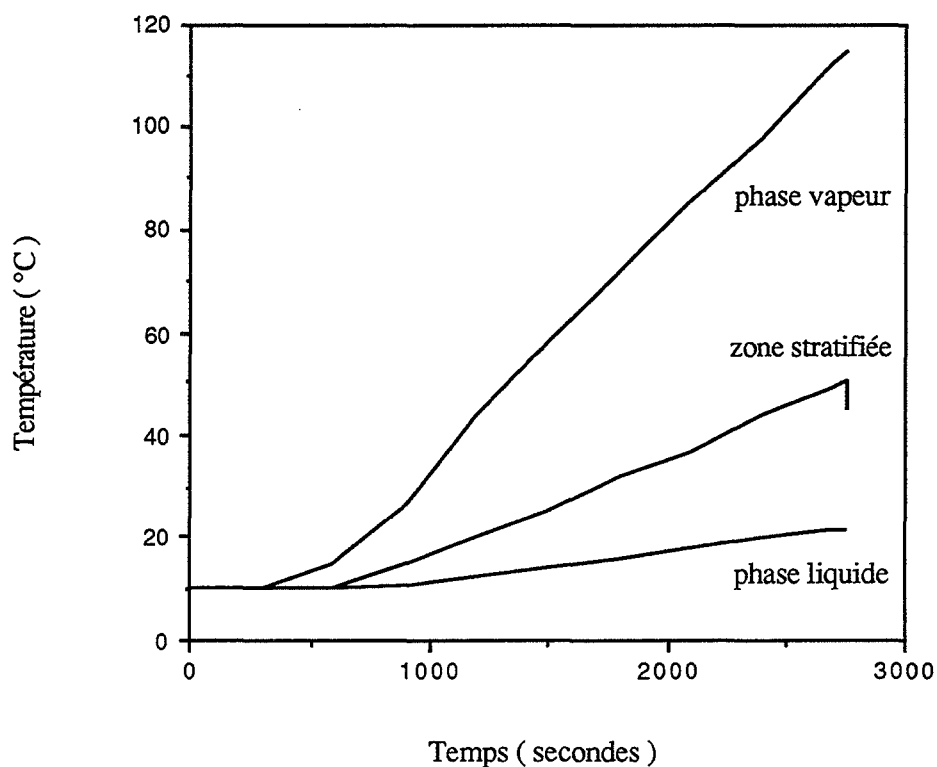
Conductivité thermique : 0,18 W / m.K

Masse volumique : 550 kg / m³

Capacité calorifique : 950 J / kg.K.

Evolution de la pressionEvolution de la température de paroi - ciel gazeux-

Evolution des températures internes



D'après ce type de courbes, nous effectuons des comparaisons de comportement sur cinq géométries de stockage différentes, définies comme suit:

Simulation	Rayon de la sphère	Taux de remplissage	Couche isolante externe
n° 1	0,85 m	20 %	---
n° 2	0,85 m	60 %	---
n° 3	3 m	20 %	---
n° 4	3 m	60 %	---
n° 5	0,85 m	60 %	4 cm

Il est possible de comparer chaque géométrie soit lors de la première ouverture de la soupape de sécurité, soit à un même temps donné.

*Comparaison des températures atteintes lors de la première ouverture de l'évent, soit à 17 bars

Apparaissent alors dans le tableau suivant les valeurs approchées de:

- la température de la phase liquide -> T_L
- la température dans la zone stratifiée -> T_{ZS}
- la température dans la phase gazeuse -> T_V
- la température atteinte par la paroi -> T_P
- la durée d'exposition aux flammes pour atteindre ces conditions -> t .

Simulation	T_L (°C)	T_{ZS} (°C)	T_V (°C)	T_P (°C)	t (s)
n° 1	50	---	125	340	420
n° 2	21	50	110	280	340
n° 3	50	---	210	510	1550
n° 4	20	50	120	410	630
n° 5	20	50	115	135	2750

*Comparaison des températures et de la pression interne atteintes après 340 secondes d'exposition aux flammes

Apparaissent alors dans le tableau suivant les valeurs approchées de:

- la température de la phase liquide -> T_L
- la température dans la zone stratifiée -> T_{ZS}
- la température dans la phase gazeuse -> T_V
- la température atteinte par la paroi -> T_P
- la pression interne du système -> P .

Simulation	T_L (°C)	T_{ZS} (°C)	T_V (°C)	T_P (°C)	P (bars)
n° 1	32	---	80	260	12,5
n° 2	21	50	110	280	17
n° 3	11	---	30	225	7,4
n° 4	12	20	40	250	8,4
n° 5	10	10	10	13	6,1

Interprétation des résultats

Ces tableaux nous montrent que c'est la simulation n° 2, c'est à dire le cas d'un petit stockage avec un taux de remplissage élevé, qui est le cas le plus critique en ce qui concerne l'évolution énergétique du système. Dans ce cas en effet, la pression interne évolue le plus rapidement. La soupape de sécurité, s'ouvre après seulement 340 secondes (5 min. 40 ").

Cependant, la géométrie de stockage la plus défavorable, est différente selon l'hypothèse retenue en ce qui concerne le comportement de la phase liquide:

1./ Si l'on considère la pression interne du système comme paramètre prépondérant et si l'hypothèse d'une stratification thermique de la phase liquide est admise, c'est la géométrie de la simulation n° 2 (stockage de petite taille avec un taux de remplissage élevé) qui est la plus critique.

2./ En négligeant l'influence de la stratification thermique de la phase liquide, c'est le stockage de petite taille avec un faible taux de remplissage, qui est le plus critique (les calculs permettant de justifier cette constatation, sont détaillés en Annexe I).

En matière de sécurité, c'est le couple (Pression, Température de paroi) en fonction du temps qui est considéré comme critère de dimensionnement d'un dispositif de protection. Donc si la protection est déterminée dans les conditions les plus défavorables, elle est valable, a fortiori, dans n'importe quel cas.

Conclusion

Ce logiciel constitue un outil de référence, pour déterminer les conditions les plus défavorables avec lesquelles sont dimensionnés les dispositifs de protection.

Validé par des expériences de laboratoire, il donne des résultats relativement proches des essais réalisés récemment par l'équipe de DROSTE [34], sur des cylindres horizontaux d'environ 5 m³, contenant du propane.

Il sert actuellement de support scientifique et donne des prédictions tout à fait acceptables, en ce qui concerne des essais avec des stockages sphériques de propane de 2,6 m³, dans le cadre du programme ' G.A.S.A.F.E.' [35] organisé par un groupe d'industriels français. Il donne une première approche de l'efficacité d'une couche ignifuge.

Cependant, ne modélisant pas encore l'influence de la protection par arrosage, il ne peut être utilisé pour dimensionner et optimiser une telle protection.

Il reste également à valider l'hypothèse très contraignante de stratification de la phase liquide, pour des hydrocarbures tels que le propane; aucune expérience n'ayant encore été réalisée sur des réservoirs de type industriel, non protégés par l'une ou l'autre méthode.

A.II. L'ARROSAGE: UNE PROTECTION EFFICACE LORS D'UN INCENDIE

1. L'arrosage par pulvérisation

La pulvérisation d'eau est la méthode actuellement la plus utilisée pour limiter l'échauffement des parois d'un stockage, dans le cas d'un incendie se propageant à proximité. La surface d'échange offerte par l'eau sous forme de gouttelettes est beaucoup plus importante que celle d'un film ruisselant. Ce système permet la création d'un brouillard intense, avant de venir former un film tombant sur la paroi. Les pulvérisateurs sont positionnés tout autour du réservoir et certains peuvent protéger plus particulièrement des zones jugées critiques (repiquages, supports d'échelles, cordon de soudure...).

Cependant, cette solution présente un inconvénient majeur du point de vue maintenance:

Le diamètre des buses est tel que le risque d'encrassement n'est pas négligeable. De plus, la modélisation des transferts n'est pas, dans ce cas, d'une approche simple. Dès sa projection, l'eau absorbe de la chaleur provenant des flammes et il est difficile de connaître ses caractéristiques et d'estimer la quantité absorbée par les gouttelettes avant leur arrivée sur la paroi.

PETTTT [36] a été sans doute l'un des premiers à réaliser des expériences à grande échelle, en caractérisant l'effet protecteur de la pulvérisation d'eau sur un cylindre vertical de 6 mètres de diamètre et de 7 mètres de hauteur. Ce réservoir, lorsqu'il n'était pas protégé, recevait un rayonnement de $88 \text{ kW} / \text{m}^2$, alors que seuls $15 \text{ kW} / \text{m}^2$ traversaient la paroi lorsqu'une pulvérisation d'eau de $10 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min}$. était appliquée.

BRAY [37] s'est inspiré de ces travaux et a caractérisé le débit minimum de pulvérisation à appliquer sur d'autres géométries de réservoirs (sphère et cylindre horizontal). Il a conclu qu'il était dangereux d'appliquer un débit d'arrosage inférieur à $7,5 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min}$. car on risquerait alors d'obtenir des "zones chaudes" sur les parois, avec des températures excédant 100°C . Mais, dès lors que l'arrosage était suffisant, le flux de chaleur transmis au réservoir devenait indépendant du comportement du film protecteur; ce dernier réduisait le rayonnement mais n'altérait pas les caractéristiques du foyer de combustion.

BILLINGE, MOODIE et BECKETT [38] ont traduit les effets combinés de la pulvérisation et du ruissellement d'eau en proposant la corrélation suivante:

$$\Phi = 120,7 - 12,5 D - 982 D^2$$

où Φ , exprimé en kW / m², représente le flux de chaleur qui traverse la paroi; D étant le débit d'eau exprimé en kg / m².s; la constante 120,7 correspondant au rayonnement d'une flamme de kérosène. Leurs essais ont permis de conclure qu'une pulvérisation d'eau de 9,6 kg / m².min. était suffisante pour limiter la température des parois d'un stockage de propane commercial à 300°C.

MADDISON [39] a montré qu'une zone sèche excédant 30 cm pouvait créer une rupture mécanique du réservoir et qu'une pulvérisation de 10 kg / m².min. s'avérerait nécessaire pour éviter ces conditions critiques.

SCHOEN et DROSTE [40] ont présenté également des résultats d'expériences réalisées sur des cylindres horizontaux d'environ 5 m³, avec des débits variant de 1,7 à 17 kg / m².min..

Si tous ces auteurs semblent d'accord pour affirmer qu'un débit de pulvérisation d'eau de l'ordre de 10 kg / m².min. est suffisant pour éviter la rupture mécanique d'un stockage par suite de l'élévation en température et en pression trop importantes du fluide stocké, aucun d'eux n'a proposé une étude locale du film protecteur, à partir du moment où celui-ci est en contact avec la paroi.

Basées sur des méthodes calorimétriques, leurs expériences mettent en évidence la quantité globale de chaleur absorbée par l'eau, ainsi que la température des parois en fonction des conditions imposées, mais ces résultats ne permettent pas de modéliser d'une manière fine l'efficacité de la pulvérisation, pour estimer le degré de protection apporté par cet écran thermique.

En conséquence, nous nous sommes orientés vers la méthode d'arrosage par ruissellement d'eau appliqué depuis le sommet d'un réservoir, de manière à pouvoir décrire le comportement de cet écran du point de vue énergétique et de pouvoir ainsi effectuer un dimensionnement et une optimisation précis de cette protection.

Le ruissellement semble nécessiter des débits plus faibles; sa mise en place est très simple et il permet de maîtriser parfaitement les conditions initiales.

Pour ce faire, nous nous sommes intéressés en premier lieu à un film ruisselant élémentaire, en réalisant une série d'expériences sur une plaque plane inclinée.

Le but de cette première étude est de caractériser le comportement du film d'eau créé, d'une part à froid, et d'autre part lorsqu'il se trouve soumis au rayonnement d'une flamme de propane. La démarche choisie, autorise des modifications aisées et constitue une base solide pour la justification des hypothèses que nous utiliserons par la suite, en vue de modéliser la paroi d'un stockage réel de grande taille et de géométrie non plane.

2. L'arrosage par ruissellement sur un plan incliné

L'écoulement d'eau en couche mince a fait l'objet de nombreuses études fondées sur les équations fondamentales de la mécanique des fluides newtoniens.

Ainsi, NUSSELT [41] propose une simplification des "Equations de Navier-Stokes" pour le cas d'un écoulement monodimensionnel.

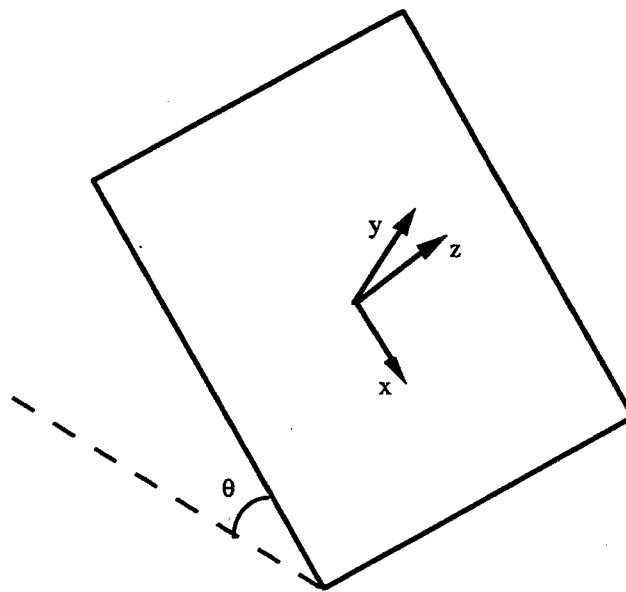
Cette démarche permet d'obtenir des relations simples pour la modélisation d'un tel phénomène, en partant de l'équation de continuité:

$$\overrightarrow{\text{Div}}(\rho \cdot \vec{V}) = \vec{0}$$

et de l'équation de conservation de la quantité de mouvement:

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = - \overrightarrow{\text{Grad}}(P) + \mu \Delta \vec{V}$$

Le système de référence adopté est indiqué sur la figure suivante:



Si $\vec{V} \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}$ est la vitesse d'une particule d'eau appartenant au film ruisselant sur une des faces (u composante de la vitesse selon x, v selon y et w selon z), on pose:

g	accélération de la pesanteur	(m / s ²)
θ	inclinaison du plan par rapport à l'horizontale	(degrés)
μ	viscosité dynamique du fluide	(Pa.s)

ν	viscosité cinématique du fluide	(m ² / s)
ρ	masse volumique du fluide	(kg / m ³)
e	épaisseur du film	(m)
P	pression d'un élément considéré	(Pa)
F_i	force exercée sur l'élément selon l'axe O_i	(N)
b	largeur d'écoulement	(m)
L	longueur d'écoulement	(m).

Le système complexe d'équations, obtenu pour le cas d'un fluide incompressible, est:

$$1/ \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

$$2/ \quad \overrightarrow{Ox} \quad \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + F_x$$

$$3/ \quad \overrightarrow{Oy} \quad \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + F_y$$

$$4/ \quad \overrightarrow{Oz} \quad \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + F_z$$

Si l'on introduit les hypothèses supplémentaires qui sont:

- Ecoulement laminaire donc parallèle à l'axe Ox ($v = w = 0$)
- $u = u(y)$ uniquement (vitesse indépendante de la position selon Ox)
- Régime d'écoulement permanent (dérivées temporelles nulles)
- Pas de forces dissipatrices ($\vec{F} = \vec{0}$),

le système se simplifie pour ne donner qu'une seule relation:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{g \sin \theta}{\nu} = 0$$

Les conditions aux limites correspondantes sont:

-pour $y = 0$ $u = 0$ (pas de glissement à la paroi)

-pour $y = e$ $\frac{\partial u}{\partial y} = 0$ (pas de freinage de l'air à l'interface).

Le champ des vitesses est donné alors par le profil:

$$u(y) = \frac{g \sin \theta}{\nu} \left(e y - \frac{y^2}{2} \right)$$

En intégrant ce profil sur l'épaisseur du film on obtient la vitesse moyenne:

$$\bar{u}_m = \frac{1}{e} \int_0^e u(y) dy = \frac{g e^2 \sin \theta}{3 \nu}$$

On en déduit le débit massique en kg / s à travers la section de passage (e.b) normale à l'écoulement:

$$\dot{D} = \frac{\rho^2 g e^3 \sin \theta b}{3 \mu}$$

et l'expression de l'épaisseur du film en m :

$$e = \left[\frac{3 \mu \dot{D}}{\rho^2 g \sin \theta b} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Le nombre de Reynolds caractérisant cet écoulement s'exprime alors sous la forme:

$$Re = \frac{\bar{u}_m 4 e}{\nu} = \frac{4 \dot{D}}{\mu b}$$

La longueur caractéristique de l'écoulement étant :

$$L_e = \frac{4 \cdot \text{Section de passage}}{\text{Périmètre mouillé}} = \frac{4 e b}{b} = 4 e$$

où le périmètre mouillé correspond à la longueur de la section de passage qui est en contact avec le film ruisselant.

Nusselt ne valide ce modèle que pour des nombres de Reynolds ≤ 10 et pour des plans de faible inclinaison.

D'autres études ont été menées plus récemment, notamment par le C.E.N.G. [42-43-44] et par CAMPERGUE [45] de l'Université de Poitiers, pour caractériser le comportement d'un film ruisselant à température ambiante, en fonction du nombre de Reynolds:

- Pour $Re < 10$ écoulement parfaitement laminaire.
- Pour $Re < 5000$ écoulement laminaire avec création de rides.
- Pour $Re > 5000$ écoulement turbulent.

Il est à noter toutefois que pour un Reynolds inférieur à 5000, l'écoulement d'un film vertical se stabilise après une quarantaine de centimètres.

Pour mettre en évidence les paramètres influant sur l'homogénéité d'un tel écoulement, TRELA [46] propose une étude analytique du comportement d'un film laminaire homogène ruisselant sur une paroi, en fonction de l'état de surface du support et des conditions initiales d'arrosage.

De même, HANSEN [47] caractérise l'influence de la tension superficielle.

MUDAWWAR et EL-MASRI [48], GORLA et MALONEY [49], JANG, MAKKI et GHORASHI [50], SANDALL, HANNA et RUIZ-IBANEZ [51], BRAUNER et MARON [52], étudient le rôle de la turbulence dans les transferts de chaleur et de matière, sur des parois planes de différentes géométries.

D'une manière générale, les communications traitent du comportement d'un film ruisselant, dans le cas où le transfert de chaleur s'effectue depuis la paroi, et non de l'extérieur.

Il n'existe que deux auteurs qui, à notre connaissance, ont effectué une étude locale du comportement d'un film tombant pulvérisé sur une paroi plane soumise à des flammes. Cette étude est due à LEV et STRACHAN [53].

Bien qu'ayant effectué des essais d'arrosage par pulvérisation, ils se sont penchés sur le comportement du film ruisselant et ont proposé un modèle simple d'écoulement de l'eau sur une paroi plane verticale.

Pour l'épaisseur du film, en s'appuyant sur la théorie de Nusselt exposée précédemment, ils proposent, en utilisant notre système de notation:

$$e = \left[\frac{2,4 \mu \dot{D}}{\rho^2 g \sin \theta b} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Cette expression est pondérée par le coefficient de corrélation 2,4 qui correspond à un majorant par rapport à un écoulement laminaire (l'épaisseur moyenne proposée étant égale à 93% de l'épaisseur théorique laminaire; l'écart provenant de la pulvérisation).

Elle modélise d'une manière simple le film ruisselant sur un plan incliné soumis à une source de chaleur intense et permet d'effectuer des bilans thermiques afin d'estimer la température moyenne de la paroi en fonction de l'arrosage.

Ces deux auteurs ont réalisé des essais à grande échelle sur des cibles verticales puis inclinées, soumises à un panneau rayonnant alimenté par un système de brûleurs-tunnels. Cependant ce type de foyer ne leur a pas permis d'obtenir des rayonnements supérieurs à $60 \text{ kW} / \text{m}^2$. De plus, la source de chaleur utilisée ne rayonne pas dans la même plage de longueurs d'ondes que celle d'une flamme.

Néanmoins, les résultats restent très abondants et justifient leurs propositions théoriques.

Si on extrapole leurs résultats, obtenus pour des faibles débits d'eau, en introduisant des flux de chaleur de l'ordre de $100 \text{ kW} / \text{m}^2$, les températures atteignent vite des niveaux élevés.

Exemple de calcul, d'après un bilan énergétique élémentaire:

Considérons un réservoir de stockage ayant une surface externe de 1 m^2 recevant une puissance calorifique de 120 kW .

En appliquant sur la paroi, un ruissellement homogène assimilé à un absorbeur idéal de chaleur (corps noir), on peut alors déterminer la quantité d'eau nécessaire pour absorber toute la chaleur. Dans ces conditions, le stockage ne pourra jamais atteindre une température supérieure à celle de l'eau et sera toujours à un niveau inférieur à 100°C .

En posant:

$P_f = 120 \text{ kW}$	la puissance apportée par la source
$C_e = 4,18 \text{ kJ} / \text{kg.K}$	la chaleur spécifique de l'eau (supposée indépendante de la température)
$L_v = 2300 \text{ kJ} / \text{kg}$	la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 100°C
T_i	température initiale de l'arrosage
T_f	température finale de l'arrosage (100°C)
\dot{D}	la quantité d'eau nécessaire en kg / s

Si l'évaporation de l'eau n'intervient que lorsque le film ruisselant atteint 100°C , le bilan thermique

$$P_f = \int_{T_i}^{T_f} \dot{D} C_e dT + \dot{D} L_v$$

permet d'obtenir le débit théorique nécessaire qui assure une présence d'eau sur toute la paroi :

$$\dot{D} = \frac{P_f}{C_e (T_f - T_i) + L_v} = 44 \cdot 10^{-3} \text{ kg} / \text{s} = 2,7 \text{ kg} / \text{min.} \text{ (pour } T_i = 10^\circ\text{C} \text{)}$$

La validité de ce résultat repose toutefois sur quatre hypothèses qui ne sont pas vérifiées dans la réalité:

- Le film doit rester homogène tout le long de l'écoulement de la plaque, ce qui pose un problème quant à la technologie du système d'arrosage. On peut constater par exemple qu'il est très difficile d'obtenir une bonne homogénéité en imposant un ruissellement sur une surface polie comme de l'acier inoxydable, ou bien lorsque la paroi est recouverte d'une couche de suie (provenant de l'incendie à proximité).
- L'arrosage doit être appliqué dès le début du rayonnement, ceci pour éviter tout phénomène d'ébullition à l'interface paroi / eau. En effet, un tel phénomène tend à augmenter le transfert de chaleur à la paroi et provoque une forte perturbation de l'écoulement en faisant apparaître des zones sèches.
- L'eau doit réagir comme un absorbeur idéal vis-à-vis de la source externe de chaleur.
- L'évaporation n'intervient que lorsque le film ruisselant est à 100 °C.

Dans la réalité, outre le fait que l'eau possède une émissivité de l'ordre de 0,95, elle est transparente à une partie du rayonnement.

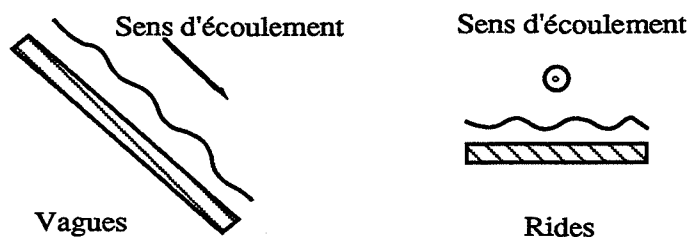
Lev et Strachan proposent d'ailleurs un coefficient d'absorption $\alpha_e \approx 0,8$ pour une température de flamme de l'ordre de 1000°C. Cependant, lors de travaux plus récents, LEV [54] a montré que, lorsque le film d'eau se rapproche des 100 °C, un phénomène d'ébullition apparaît à l'interface paroi / film et ce coefficient peut chuter jusqu'à 0,4.

Au regard de ces observations, nous avons choisi d'étudier le comportement d'un film ruisselant, appliqué depuis le sommet d'un support.

Dans un premier temps, nous avons étudié le cas d'une paroi plane inclinée, puis celui d'un cylindre horizontal.

Contrairement aux deux auteurs pré-cités qui utilisent un système de pulvérisation, nous préférons imposer des conditions initiales d'arrosage qui n'introduisent que peu de perturbations.

Nous savons que dans la réalité, l'écoulement n'a pas un profil laminaire et qu'il se crée rapidement des rides et des vagues parallèlement et perpendiculairement au sens d'écoulement.



Cependant n'observe-t-on pas des caractéristiques moyennes semblables à celles de l'écoulement théorique proposé par Nusselt ? L'évaporation de l'eau n'apparaît-elle pas avant 100 °C ?

ETUDE EXPERIMENTALE
DU RUISSELLEMENT

B. ETUDE EXPERIMENTALE DU RUISSELLEMENT

B.I. RUISSELLEMENT SUR PLANS INCLINES

Pour mieux appréhender les phénomènes de transferts pouvant se produire lors de l'arrosage d'un réservoir entouré de flammes, nous avons choisi d'étudier plus particulièrement le comportement d'un film d'eau qui ruisselle de manière homogène depuis le sommet d'un plan incliné.

Ce dispositif permet de mettre en évidence les caractéristiques moyennes de l'écoulement et de les comparer au modèle théorique proposé par Nusselt.

Il permet également de quantifier le transfert de matière par évaporation de l'eau à sa surface libre, en fonction de la géométrie.

Pour cela, nous avons dû émettre des hypothèses simplificatrices, à savoir:

$$\text{-Flamme d'intensité de rayonnement homogène} = \epsilon_f \sigma T_f^4$$

$$\text{-Fraction de rayonnement reçue par le récepteur} = \Psi \sigma (T_f^4 - T_r^4)$$

où T_r est la température du récepteur et Ψ un coefficient qui tient compte des pouvoirs émissifs ainsi que du facteur de forme de rayonnement entre la source et le récepteur.

$$\text{-Ecoulement monodimensionnel sans effet de bords, impliquant la conservation des débits}$$

$$\text{Débit initial imposé au sommet} = \text{Débit final récupéré} + \text{Débit d'évaporation.}$$

La conservation des débits unitaires n'est valable que si la largeur d'écoulement est conservée le long du support (hypothèse valable sur un plan incliné, sur un cylindre vertical et sur un cylindre horizontal).

En posant:

\dot{D} Débit	(kg / s)
M Masse d'eau correspondante	(kg)
\bar{v} vitesse moyenne	(m / s)
e épaisseur du film	(m)
ρ masse volumique de l'eau	(kg / m ³)

L longueur d'écoulement (m)
 b largeur d'écoulement (m),

en tout point du plan, le débit a pour expression:

$$\dot{D} = \rho \cdot \bar{v} \cdot e \cdot b$$

La masse d'eau présente sur le plan considéré est:

$$M = \rho \cdot e \cdot b \cdot L = f(\dot{D})$$

1. Description du montage expérimental

Le film ruisselant est établi sur des plaques d'acier standard qui ont les caractéristiques géométriques suivantes:

Plaque n°1 : Longueur = 0,6 m ; épaisseur = 6 mm

Plaque n°2 : Longueur = 1 m ; épaisseur = 3 mm

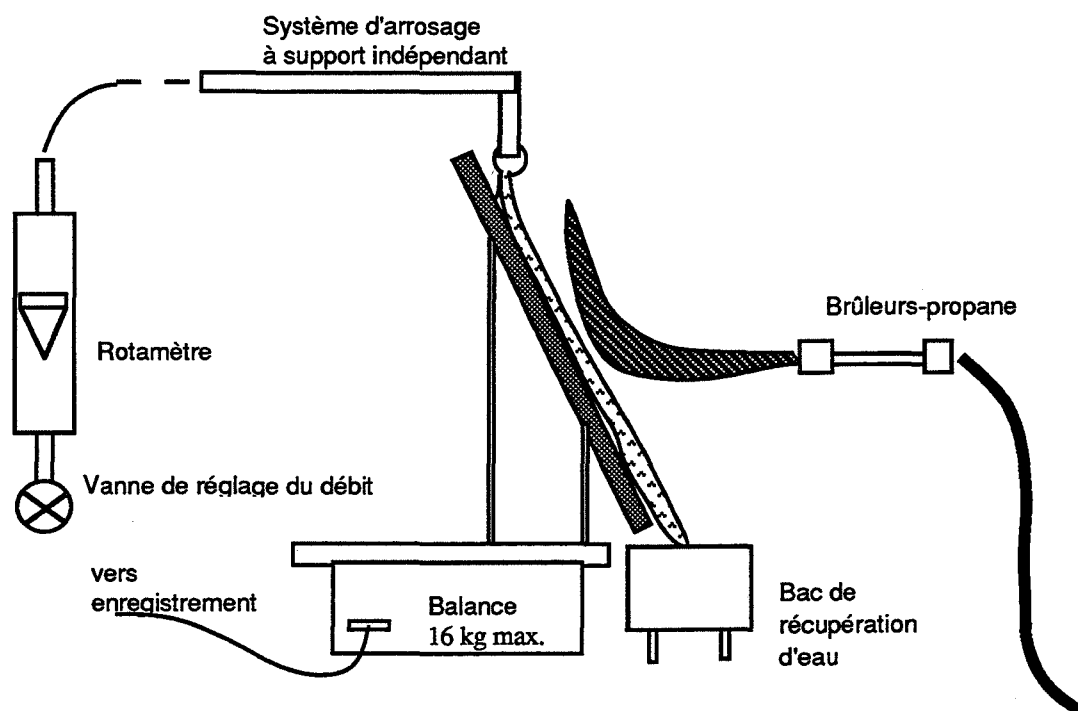
Plaque n°3 : Longueur = 1,5 m ; épaisseur = 6 mm

La largeur d'écoulement est de 0,45 m (le système d'arrosage étant unique).

Les plaques 2 et 3 possèdent un support permettant de régler l'inclinaison.

La plaque 1 est inclinée de 60° par rapport à l'horizontale.

La figure suivante représente le banc d'essais :



L'arrosage est imposé à partir d'un tuyau de cuivre perforé tous les centimètres, créant ainsi une série de jets dont le diamètre optimal est de 1 millimètre environ. Ce système possède un support indépendant de manière à ne pas influencer sur le système de pesée.

Nous vérifions également que l'impact des jets et celui des flammes ne perturbent pas les mesures.

La balance peut être utilisée de deux manières:

- Placée sous le bac de récupération, elle mesure la quantité d'eau récupérée en aval de la plaque, et permet ainsi d'obtenir la valeur du débit imposé avec ou sans flamme.

- Placée sous le système { plan + support }, elle mesure la masse d'eau instantanée présente sur la plaque et permet de caractériser l'écoulement lui-même.

En outre, le débit d'arrosage est assuré en amont par un rotamètre qui nécessite préalablement un étalonnage. Ce dernier est gradué de 0 à 200 et le coefficient multiplicateur déterminé expérimentalement pour de l'eau à 10°C, est de 4,7 pour la conversion en kg / h .

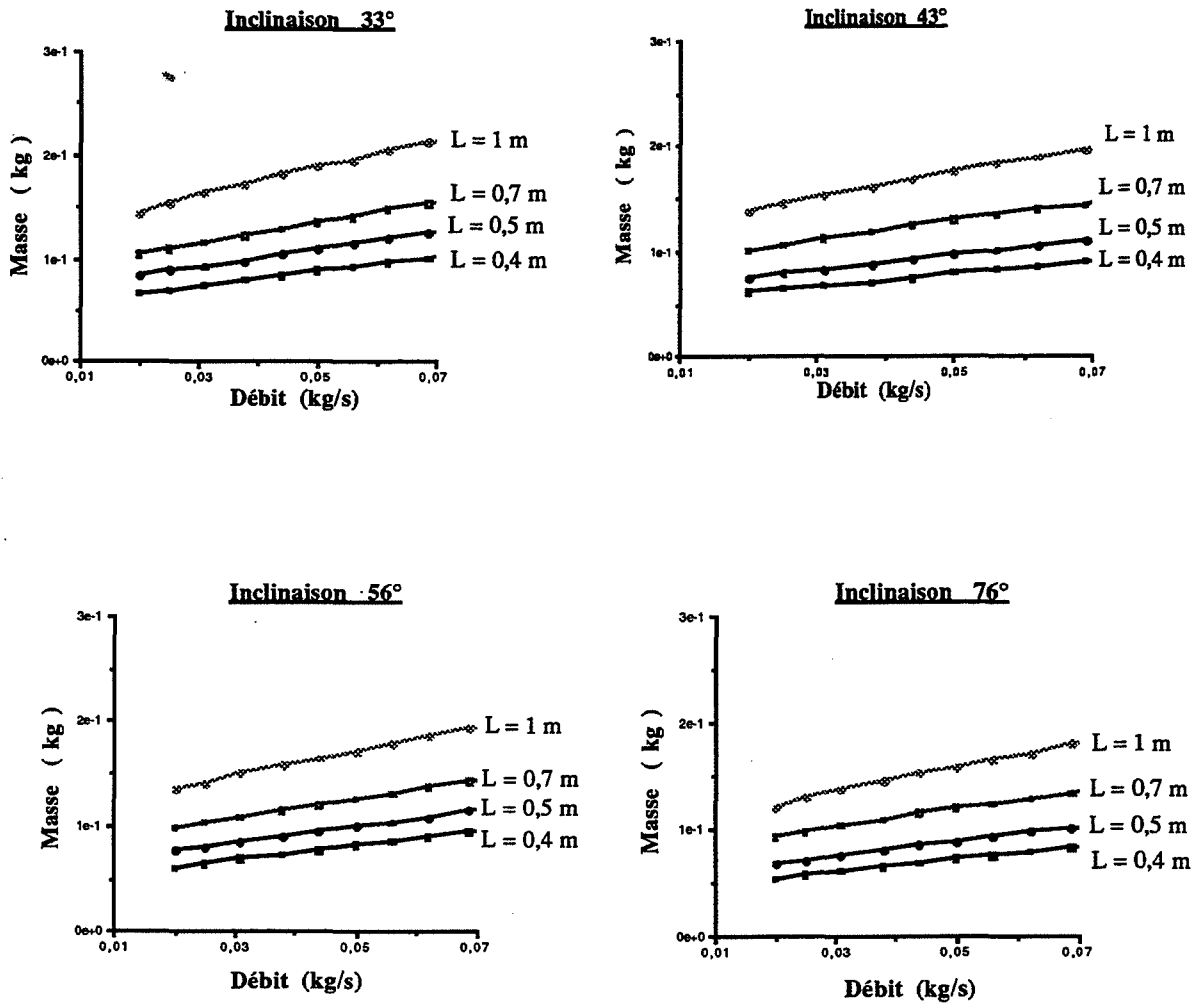
La flamme est assurée par la combustion de propane gazeux dans trois brûleurs-torches ayant une pression nominale variant de 1,5 à 3 bars, et pouvant débiter unitairement jusqu'à 2 kg de combustible par heure. Ces brûleurs délivrent plusieurs types de flammes (d'une flamme molle jaune jusqu'à un chalumeau bleu).

2. L'écoulement à température ambiante

Dans cette partie, nous utilisons le montage où la plaque et son support reposent sur la balance. Les valeurs mesurées sont donc:

- La masse initiale de la plaque et du support; ce qui va servir de référence.
- La masse totale du système { plaque + support + film d'eau } en fonction du débit.

Nous présentons ici les résultats concernant la plaque n° 2 où varient l'inclinaison par rapport à l'horizontale et la longueur d'écoulement (en déplaçant la rampe d'arrosage le long du plan).



Les tableaux suivants présentent les résultats obtenus ainsi que des paramètres calculés à partir des mesures:

Epaisseur moyenne
$$\bar{e} = \frac{M}{\rho \cdot b \cdot L} \quad (\text{m})$$

Vitesse moyenne
$$\bar{v} = \frac{\dot{D} \cdot L}{M} \quad (\text{m/s})$$

La masse théorique correspondant à un écoulement laminaire, étant obtenue en kg d'après la formule:

$$M_{\text{théorique}} = \left[\frac{3 \rho \mu b^2 L^3 \dot{D}}{g \sin \theta} \right]^{\frac{1}{3}}$$

On appelle R le rapport Masse laminaire théorique / Masse réelle mesurée
ou aussi Epaisseur laminaire théorique / Epaisseur réelle calculée.

Plaque n°1 : Longueur $L = 0,6$ m , largeur $b = 0,45$ m , inclinaison 60° , Température 12°C .

Débit (kg / s)	Masse (kg)	Epaisseur (mm)	Vitesse (m / s)	$M_{\text{théorique}}$ (kg)	R
0,025	0,094	0,369	0,160	0,078	0,83
0,033	0,101	0,396	0,196	0,085	0,84
0,039	0,105	0,409	0,223	0,090	0,86
0,046	0,109	0,421	0,253	0,095	0,87
0,053	0,114	0,440	0,279	0,100	0,88
0,059	0,119	0,454	0,297	0,104	0,87
0,065	0,125	0,477	0,312	0,107	0,86
0,072	0,130	0,496	0,332	0,111	0,85
0,078	0,135	0,511	0,347	0,114	0,84
0,085	0,139	0,528	0,367	0,117	0,84
0,090	0,143	0,542	0,378	0,119	0,83
0,098	0,147	0,557	0,400	0,123	0,84
0,104	0,151	0,572	0,413	0,125	0,83
0,111	0,154	0,585	0,429	0,128	0,83
0,118	0,158	0,598	0,448	0,131	0,83
0,124	0,161	0,610	0,462	0,133	0,83
0,131	0,164	0,623	0,479	0,135	0,82

On constate donc que le rapport R est constant (à 7 % près) quel que soit le débit d'arrosage.

On mesure toujours une masse supérieure à celle d'un écoulement laminaire.

Ceci tend à justifier la présence d'une zone de turbulence avant la stabilisation de l'écoulement le long de la plaque.

Pour prendre en compte les imprécisions de mesures ainsi que les perturbations intempestives, on considère la valeur moyenne arithmétique de R, soit ici:

$$\bar{R} = 0,845$$

En conséquence, pour les résultats de la plaque n° 2, nous ne présentons que les valeurs de R en fonction de la géométrie (longueur d'écoulement , inclinaison) :

L 0,4 m	α 33°	α 43°	α 56°	α 76°	L 0,5 m	α 33°	α 43°	α 56°	α 76°
Débit (kg/s)	R1	R2	R3	R4	Débit (kg/s)	R5	R6	R7	R8
0,020	0,88	0,89	0,84	0,90	0,020	0,87	0,91	0,84	0,89
0,025	0,90	0,90	0,86	0,90	0,025	0,90	0,92	0,85	0,90
0,031	0,92	0,93	0,85	0,91	0,031	0,91	0,94	0,86	0,91
0,038	0,92	0,95	0,86	0,90	0,038	0,93	0,97	0,87	0,92
0,044	0,91	0,94	0,85	0,91	0,044	0,91	0,95	0,87	0,91
0,050	0,89	0,92	0,85	0,91	0,050	0,89	0,95	0,86	0,92
0,056	0,89	0,93	0,83	0,90	0,056	0,89	0,93	0,86	0,90
0,062	0,89	0,92	0,83	0,88	0,062	0,88	0,93	0,84	0,90
0,069	0,88	0,90	0,81	0,87	0,069	0,88	0,92	0,84	0,90
0,075	0,86	0,89	0,80	0,85	0,075	0,87	0,92	0,82	0,88

L 0,7 m	α 33°	α 43°	α 56°	α 76°	L 1 m	α 33°	α 43°	α 56°	α 76°
Débit (kg/s)	R9	R10	R11	R12	Débit (kg/s)	R13	R14	R15	R16
0,020	0,98	0,93	0,90	0,91	0,020	1,01	0,98	0,93	0,99
0,025	1,00	0,95	0,92	0,93	0,025	1,01	0,99	0,96	0,99
0,031	1,01	0,97	0,94	0,93	0,031	1,01	1,01	0,97	0,99
0,038	1,03	0,99	0,94	0,95	0,038	1,03	1,03	0,98	1,01
0,044	1,01	0,98	0,94	0,95	0,044	1,03	1,03	0,99	1,01
0,050	1,02	0,98	0,95	0,94	0,050	1,03	1,03	0,99	1,01
0,056	1,01	0,98	0,94	0,95	0,056	1,03	1,02	0,98	1,02
0,062	1,00	0,97	0,93	0,94	0,062	1,02	1,02	0,98	1,01
0,069	1,00	0,98	0,94	0,94	0,069	1,02	1,02	0,98	1,00
0,075	0,99	0,96	0,92	0,93	0,075	1,01	1,02	0,97	0,99

En résumé, on trouve :

$\bar{R}1 = 0,886$	$\bar{R}2 = 0,917$	$\bar{R}3 = 0,838$	$\bar{R}4 = 0,893$
$\bar{R}5 = 0,893$	$\bar{R}6 = 0,934$	$\bar{R}7 = 0,851$	$\bar{R}8 = 0,903$
$\bar{R}9 = 1,005$	$\bar{R}10 = 0,969$	$\bar{R}11 = 0,932$	$\bar{R}12 = 0,937$
$\bar{R}13 = 1,020$	$\bar{R}14 = 1,015$	$\bar{R}15 = 0,973$	$\bar{R}16 = 1,002$

Précision des mesures et calculs

Pour estimer les incertitudes et le domaine de validité des résultats, nous utilisons la méthode de l'approximation de la dérivée logarithmique de chaque fonction.

En dérivant et en discrétisant cette expression nous obtenons:

$$\frac{\Delta M_{\text{théorique}}}{M_{\text{théorique}}} = \frac{1}{3} \left[\frac{\Delta \mu}{\mu} + 2 \frac{\Delta b}{b} + 3 \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta \dot{D}}{\dot{D}} + \frac{\Delta \sin(\theta)}{\sin(\theta)} \right]$$

la variation de ρ étant considérée négligeable et g étant une constante.

De même, nous avons une incertitude de lecture de $\pm 0,5$ g, au niveau de la masse mesurée avec la balance; d'où:

$$\frac{\Delta M_{\text{expérimentale}}}{M_{\text{expérimentale}}} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{M_{\text{expérimentale}}}$$

ainsi

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta M_{\text{théorique}}}{M_{\text{théorique}}} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{M_{\text{expérimentale}}}$$

Lors des essais à température ambiante, certains paramètres restent identiques comme la largeur d'écoulement b et la viscosité du film μ ; nous nous plaçons de plus, dans les conditions les plus défavorables pour ce calcul; c'est-à-dire pour :

- $L = 0,4$ m (longueur d'écoulement minimale)
- $\dot{D} = 0,02$ kg/s (débit minimal)
- $\theta = 33^\circ$ (inclinaison minimale).

Dans ces conditions:

$$\frac{\Delta \mu}{\mu} = \frac{0,015}{1,15} = 1,3 \% \quad (\text{provenant d'une incertitude de } \pm 1^\circ \text{C sur la température})$$

$$2 \frac{\Delta b}{b} = 2 \frac{0,005}{0,45} = 2,25 \% \quad (\text{avec une erreur de } \pm 5 \text{ mm sur la largeur})$$

$$3 \frac{\Delta L}{L} = 3 \frac{0,005}{0,4} = 3,75 \% \quad (\text{avec une erreur de } \pm 5 \text{ mm sur la longueur}).$$

Pour estimer l'erreur sur l'inclinaison, nous définissons le triangle de hauteur $H = L \cdot \sin(\theta)$ de-là nous obtenons:

$$\frac{\Delta \sin(\theta)}{\sin(\theta)} = \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta H}{H} = \frac{0,005}{0,4} + \frac{0,005}{0,22} = 3,5 \%$$

Pour le débit, la précision de la lecture est de $\frac{5}{4}$ graduation d'où:

$$\frac{\Delta \dot{D}}{\dot{D}} = \frac{0,625}{20} = 4 \%$$

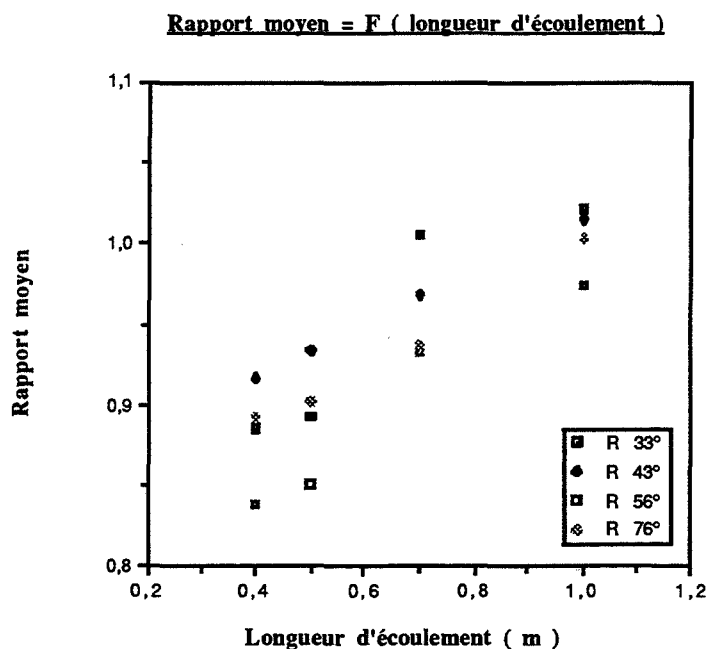
L'erreur relative maximale, lors de ces essais, sur le calcul de R est donc:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta M_{\text{théorique}}}{M_{\text{théorique}}} + \frac{\Delta M_{\text{expérimentale}}}{M_{\text{expérimentale}}} = \frac{1}{3} \cdot 0,148 + 0,01 = 0,06 = 6 \%$$

Le principe de cette mesure est donc précis mais il est difficile de tirer des conclusions sur l'évolution du rapport moyen en fonction de l'inclinaison de la plaque. En particulier, les valeurs obtenues pour une inclinaison de 56° ne semblent pas coïncider avec les autres. Les expériences n'ayant pas été réalisées le même jour, il est possible que les conditions de mesures n'aient pas été identiques.

On peut toutefois conclure quant à l'influence de la longueur d'écoulement sur l'évolution de ce rapport.

Le graphe suivant montre bien que plus cette longueur est importante, plus le rapport se rapproche de 1 et donc, plus l'écoulement se rapproche du modèle laminaire théorique.



Pour la modélisation future de parois de grandes dimensions ($L \approx 10$ m), on pourra donc négliger la zone de perturbation en début d'écoulement et, dans la mesure où le film ruisselant ne rencontre pas d'obstacle, le modèle laminaire pourra s'appliquer sans trop d'écart avec la réalité.

3. L'écoulement avec élévation de température

Le deuxième type d'expériences consiste à caractériser l'écoulement plan lorsque le film subit une élévation de température le long de la plaque.

Cette variation est obtenue par la présence d'une flamme d'intensité variable (utilisation d'un, deux ou trois brûleurs), qui rayonne sur la surface libre du film.

Cette série d'essais est réalisée sur la plaque n°1 ($L = 0,6 \text{ m}$) pour laquelle nous utilisons des thermocouples pour mesurer les températures d'arrosage au sommet (T_1), au centre (T_2) et en bas du plan (T_3).

Nous mesurons la masse instantanée du système {support+plaque+eau} à température ambiante, puis en présence de la flamme.

Remarques:

- Les mesures sont effectuées lorsque le régime stationnaire est atteint, c'est-à-dire après une à deux minutes d'exposition au feu.

- La puissance émise par la flamme n'est pas connue avec précision, cependant les réglages et positions des brûleurs restent identiques de manière à obtenir des foyers similaires.

- L'élévation de température du film est linéaire le long de la plaque.

- On considère donc une température moyenne de l'écoulement:

$$\overline{T_m} = \frac{T_1 + T_3}{2}$$

$\overline{T_m}$ peut se comparer à T_2 .

- On estime la viscosité et la masse volumique de l'eau à cette valeur moyenne pour calculer la masse théorique d'un écoulement laminaire.

Le tableau suivant présente les résultats obtenus, ainsi que des calculs effectués à partir de ces hypothèses.

M_{init}	représente la masse mesurée quand l'écoulement s'effectue à température ambiante
M_{finale}	représente la masse mesurée quand le système est soumis à des flammes.

Nb. brûleurs	Débit (kg/ s)	Minitiale (g)	Mfinale (g)	T1 (°C)	T3 (°C)	Tm (°C)	T2 (°C)	Mthéorique (g)	Mthéorique ----- Mfinale
1	0,025	83	74	16	47	31,5	33	68	0,92
1	0,039	92,5	86	17	39	28	29	78	0,91
1	0,052	103	95	18	36	27	30	89	0,94
1	0,065	111	104	16	30	23	24	97	0,93
1	0,078	120	112	12	23	17,5	20	106	0,95
1	0,104	133,5	126	10	17	13,5	14	124	0,98
2	0,025	83	56	62	76	69	66	54	0,96
2	0,039	92,5	72	41	63	52	48	69	0,96
2	0,052	103	83	33	56	44,5	41	78	0,94
2	0,065	111	90,5	29	48	38,5	37	87	0,97
2	0,078	120	99,5	25	42	33,5	31	99	0,99
2	0,104	133,5	115	19	29	24	21	113	0,98
3	0,039	92,5	65	50	63	56,5	58	66	1,02
3	0,052	103	76	40	60	50	52	75	0,99
3	0,065	111	86	32	50	41	42	87	1,01
3	0,078	120	96	28	42	35	38	95	0,99
3	0,104	133,5	110	21	31	26	24	113	1,03

On peut donc constater que $R = \frac{\text{Masse laminaire théorique}}{\text{Masse finale mesurée}}$ se situe au voisinage de 1.

Si les hypothèses sont justes (ce qui est le cas d'une manière générale car T2 est souvent comparable à Tm), et comme nous ne constatons jamais d'évaporation au cours de ces expériences, nous pouvons conclure que la variation de la viscosité explique cette "perte de masse" (M_{initiale} - M_{finale}) dans ce type d'essais.

L'écoulement, même lorsqu'il est soumis à des flammes, se comporte globalement comme un écoulement laminaire.

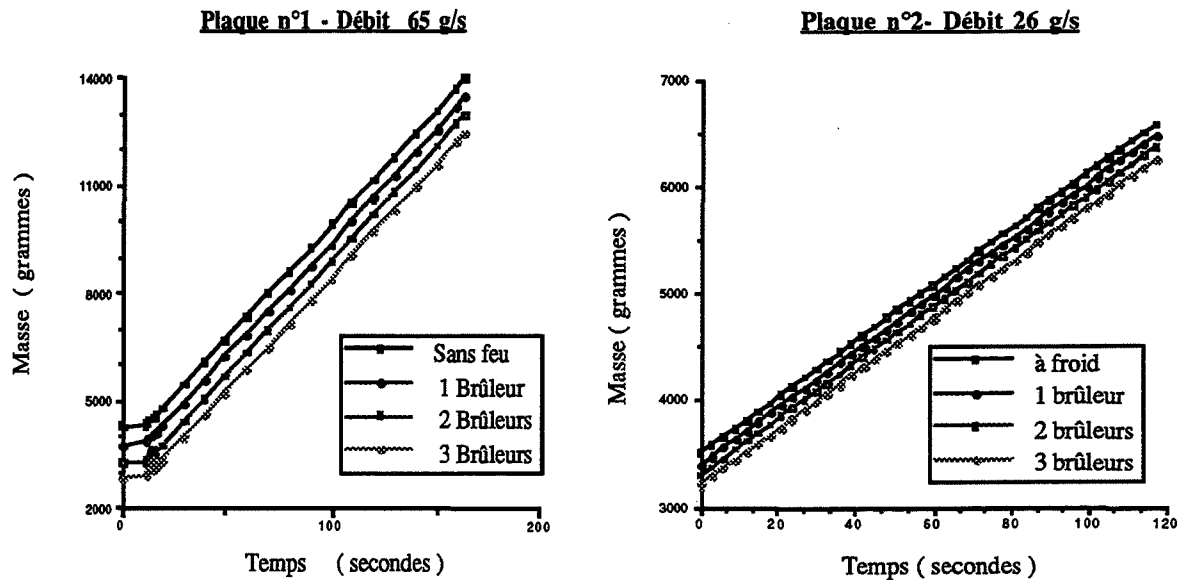
4. L'écoulement avec évaporation

Après avoir caractérisé le type d'écoulement théorique auquel peut s'apparenter celui que nous obtenons, nous réalisons une série d'expériences supplémentaires pour mettre en évidence l'évaporation dans le film ruisselant, ainsi que les paramètres pouvant être influents (débit, température, géométrie...).

Pour ce faire, nous utilisons le deuxième montage qui consiste à mettre uniquement le bac de récupération d'eau sur la balance. Cela permet de mesurer la quantité d'eau récupérée en bas de plaque. Ce bac, muni d'une vanne de vidange, permet d'effectuer des prélèvements pour un régime d'écoulement et de chauffe établis.

On crée le ruissellement sur la plaque et on enregistre l'évolution de la masse d'eau récupérée. On présente alors les flammes et on recommence l'acquisition de masse.

Pour les plaques n° 1 et 2, où la longueur d'écoulement reste inférieure à un mètre, les résultats sont très nets:



Les quatre courbes obtenues (hormis dans les zones transitoires initiales) sont des droites; de plus, les pentes qui correspondent au débit recherché sont parfaitement égales. Ceci prouve que sur cette expérience, même avec un écoulement sur 1 mètre de longueur, une faible inclinaison (donc un temps de passage important), et une puissance de flamme maximale, nous ne décelons aucune variation de débit et donc aucune évaporation d'eau.

Nous augmentons alors la longueur de l'écoulement ainsi que l'homogénéité du foyer en utilisant la plaque n° 3 et en plaçant les cinq brûleurs sur deux rangées.

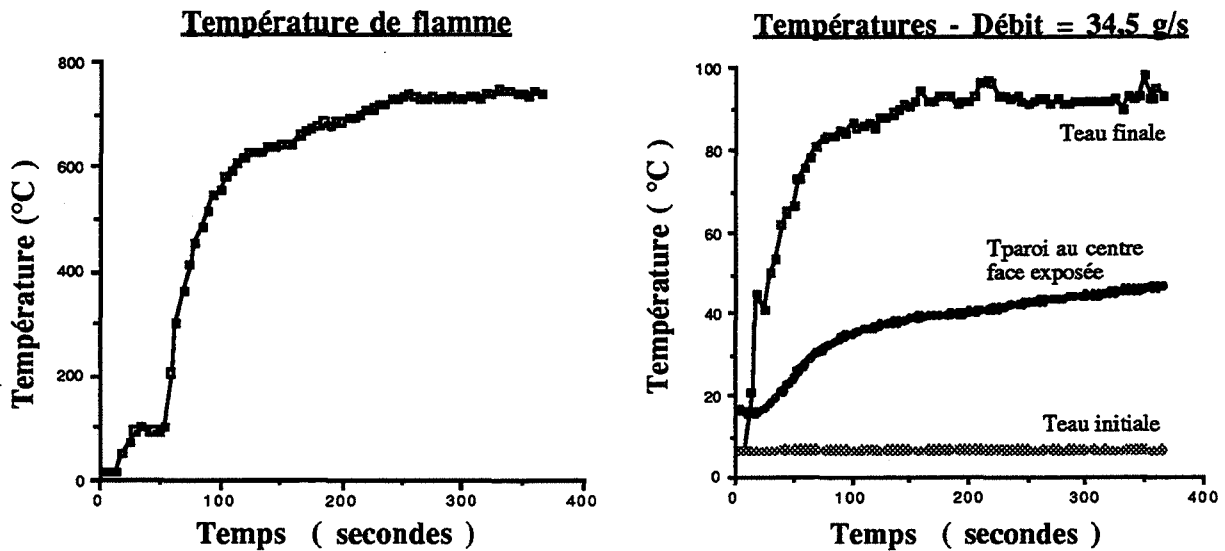
De plus, nous utilisons un réservoir tampon entre le rotamètre et la rampe d'arrosage, ainsi qu'une pince de Mohr pour augmenter la précision de nos mesures, en alimentant notre système avec un débit plus stable.

Nous ignifugeons la face arrière du plan avec une couche de 5 cm de laine de verre recouverte d'aluminium.

Pour estimer la température à laquelle s'effectue l'échange radiatif entre les flammes et le système récepteur, nous utilisons une masselotte en acier qui contient un thermocouple et qui est placée à quelques centimètres de la paroi, côté flammes.

Nous détectons alors une évaporation qui est fonction du débit imposé (les pentes des droites obtenues, varient avec le rayonnement imposé).

Le graphe suivant présente un exemple de profils de températures (flamme, paroi, eau) que l'on peut obtenir pour un débit de 34,5 g / s :



Remarques concernant ces essais:

-Il est difficile d'obtenir une mesure précise de la température du film d'eau en fin d'exposition au feu. En effet, cette mesure est perturbée soit par le contact du thermocouple avec la paroi, ce qui refroidit la soudure chaude (dans le cas où ce thermocouple traverse la plaque), soit par la flamme qui la réchauffe lorsque l'on effectue la mesure depuis l'extérieur, bien que, dans ce cas, la sonde ait une gaine de protection supplémentaire.

-La température de la masselotte, située à quelques centimètres de la surface libre du film ruisselant, n'est pas tout à fait représentative de la température de l'échange radiatif. Il existe une inertie due à l'échauffement de l'acier utilisé. Néanmoins, en régime stationnaire, nous obtenons une incertitude de l'ordre de quelques dizaines de degrés par rapport à la température recherchée.

-Il existe une zone d'écoulement sous les flammes (de l'ordre de 15 cm), où le film et la paroi ne semblent plus exposés au rayonnement. Nous observons dans cette zone une diminution de température de quelques degrés pour l'eau. Cet écart s'amplifie de manière non négligeable au niveau de la paroi, en absence d'arrosage (différence de l'ordre de 200°C par rapport à la température mesurée au centre de la paroi...).

Le tableau suivant présente les conditions expérimentales de cette série d'essais reproductibles où apparaissent :

-Le débit initial mesuré sans flamme, exprimé en kg / s puis normalisé en kg / m².min.

-L'évaporation obtenue par différence entre le débit initial et le débit en présence des flammes

-La température de rayonnement des flammes, mesurée dans la masselotte

-Les températures de l'eau au sommet et en fin d'écoulement sur la paroi.

Débit initial (g / s)	Débit normé (kg / m ² .min)	Evaporation (g / s)	Température flamme (°C)	Température eau init. (°C)	Température eau fin. (°C)
32,4 ± 0,2	3,32	2,9 ± 0,5	720	7,5	92,5
39 ± 0,5	4	2,5 ± 0,5	730	7,6	90
40,5 ± 0,3	4,15	2,2 ± 0,3	715	6,4	90
49 ± 0,5	5	1,9 ± 0,5	720	6,5	85
58 ± 0,2	5,95	0,8 ± 0,2	720	6,5	75
70,5 ± 1	7,25	---	715	6,5	70
97,5 ± 0,6	10	---	720	6,5	67

Nous pouvons constater que l'évaporation diminue et devient négligeable pour des débits élevés.

D'après cette série d'essais, nous effectuons des bilans thermiques en calculant la quantité de chaleur sensible et latente, absorbée par l'eau pour chaque débit, mais nous ne pouvons pas estimer la chaleur accumulée par la paroi car bien qu'elle soit ignifugée sur sa face arrière, il existe toujours des pertes difficiles à mettre en évidence.

Nous calculons pour des régimes stationnaires:

$$-P_s = \dot{D} C_e (T_{\text{eau finale}} - T_{\text{eau initiale}})$$

puissance sensible absorbée par l'eau

$$-P_L = \dot{m}_v L_v$$

puissance latente

$$-P_f = S_{\text{exp}} \sigma T_M^4$$

puissance rayonnée à la surface libre du film.

avec	\dot{D}	débit d'arrosage initial	(kg / s)
	C_e	chaleur spécifique de l'eau	(= 4185 J / kg.K)
	\dot{m}_v	débit d'évaporation mesuré	(kg / s)
	L_v	chaleur latente d'évaporation de l'eau	(= 2,28.10 ⁶ J / kg à 70 °C)
	T_M	température de la masselotte correspondant à peu près à celle du rayonnement	
	S_{exp}	surface d'exposition aux flammes	(≈ 0,585 m ²)
	η_1	rapport puissance absorbée / puissance fournie.	

$$\eta_1 = \frac{P_s + P_L}{P_f}$$

\dot{D} (kg / s)	\dot{m}_v (kg / s)	ΔT_{eau} (°C)	P_s (W)	P_L (W)	P_{totale} (W)	P_f (W)	η_1
0,0324	0,0029	85	11500	6600	18100	32300	0,56
0,039	0,0025	82,5	13500	5700	19200	33600	0,57
0,0405	0,0022	81,5	13800	5000	18800	31600	0,59
0,049	0,0019	78,5	16100	4300	20400	32300	0,63
0,058	0,0008	68,5	16600	1800	18400	32300	0,57
0,0705	---	63,5	18700	0	18700	31600	0,59
0,0975	---	59,5	24300	0	24300	32300	0,75

5. Conclusion: Interprétation des résultats

Cette série d'expériences permet de justifier que le ruissellement sur une paroi plane inclinée peut être assimilé à l'écoulement théorique laminaire proposé par Nusselt.

Contrairement à la pulvérisation, il n'est pas nécessaire d'introduire un coefficient de sécurité pour estimer l'épaisseur moyenne du film d'eau en fonction du débit imposé. Même en présence de flammes, pour la plage de débits que nous utilisons, le régime d'écoulement reste stable et homogène.

Les rides et les vagues, présentes à la surface libre, ne semblent pas engendrer de perturbations néfastes. Elles tendent simplement à augmenter la surface d'échange avec le rayonnement du foyer, mais ne sont pas à l'origine de la formation de zones sèches, dans la mesure où le débit minimum nécessaire est imposé (de l'ordre de 3 kg / m².min. pour nos expériences).

Quant à l'évaporation, elle n'est pas, pour ce type de support de ruissellement, le phénomène influent sur le caractère protecteur de l'écran thermique formé par l'eau dans notre système.

On constate que, pour de faibles débits, la chaleur absorbée par l'évaporation (chaleur latente) est inférieure à la chaleur absorbée par le liquide qui s'élève en température (chaleur sensible).

De plus, à partir de 0,058 kg / s, le transfert de matière n'intervient pratiquement plus dans les bilans.

Pour la modélisation des transferts, il semble nécessaire d'utiliser une loi d'évaporation de l'eau qui devient négligeable lorsque le débit d'arrosage est important.

Au niveau du degré de protection apporté par l'eau, il semble difficile de tirer des conclusions et de proposer une loi d'après les résultats exposés. Les plaques étudiées n'ayant pas les mêmes dimensions que les réservoirs de stockage réels, il peut être prématuré d'extrapoler les résultats à ce stade de notre étude.

Toujours est-il que le pourcentage de chaleur absorbée par le ruissellement, se situe de manière générale vers 60 %.

Les expériences ne montrent pas que ce rendement évolue avec le débit initial imposé. Le débit de 97,5 g / s est le maximum que l'on puisse imposer sur notre montage expérimental. Cependant, il est raisonnable de penser que, pour des débits plus importants, l'efficacité de la protection augmente ($\eta_1 \rightarrow 1$).

Jusqu'à présent et d'après les travaux effectués sur la pulvérisation, la protection est considérée efficace à partir du moment où η_1 est supérieur à 75%.

Or, même dans ce cas, la température de paroi évolue dans le temps et se rapproche des conditions critiques d'ébullition de l'eau.

En revanche, au cours de nos expériences, réalisées sur une plage de " débits normés " (exprimés en kg / m² min.) similaire à celle utilisée en pulvérisation, nous atteignons toujours un régime thermique permanent si les zones sèches sont évitées.

Ceci laisse présager une différence quant au degré de protection que peut offrir le ruissellement par rapport à la pulvérisation.

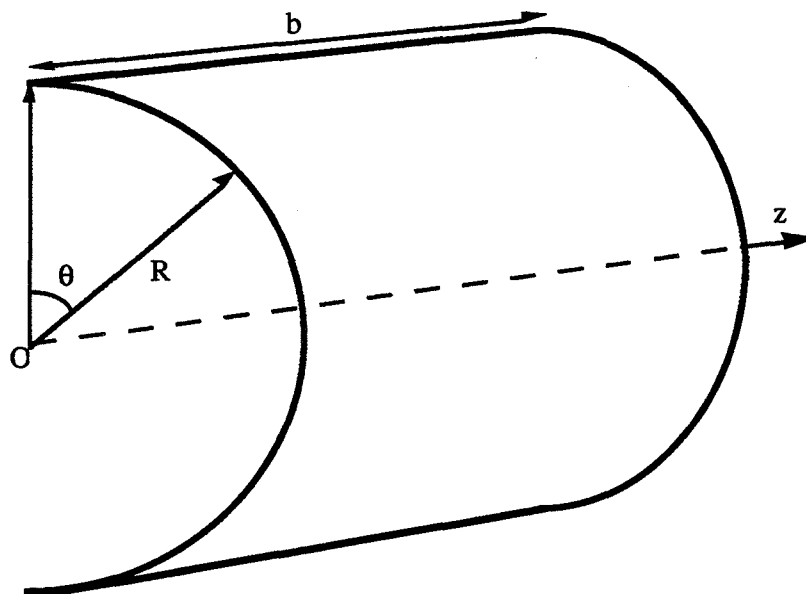
B.II. RUISSELLEMENT SUR UN CYLINDRE HORIZONTAL

Pour poursuivre notre étude expérimentale, nous choisissons d'étudier le cas d'un cylindre horizontal, car le type d'écoulement correspondant possède des caractéristiques intermédiaires entre celles d'un plan incliné et celles d'une sphère.

Si les phénomènes de bords sont négligés, les caractéristiques de l'écoulement sont identiques selon la largeur (axe Oz).

L'hypothèse de conservation des débits, utilisée pour le cas du plan, est toujours valable.

Pour caractériser l'écoulement, nous considérons les coordonnées cylindriques (R, θ, z) en supposant tous les paramètres indépendants de z .

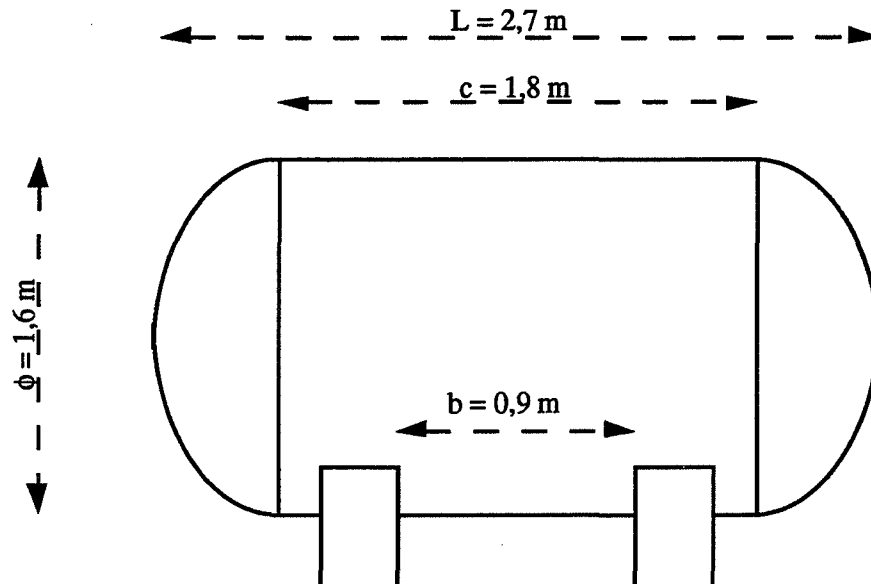


1. Montage expérimental

Nous utilisons un réservoir de stockage de propane domestique, qui a été préalablement réformé et dont les caractéristiques géométriques sont les suivantes:

-Diamètre extérieur	$\phi = 1,6 \text{ m}$
-Longueur hors tout	$L = 2,7 \text{ m}$
-Epaisseur moyenne de paroi	$e = 11 \text{ mm}$
-Largeur entre dômes	$c = 1,8 \text{ m}$

- Largeur entre pieds de support $b = 0,9 \text{ m}$
- Volume intérieur $V = 4,65 \text{ m}^3$
- Matériau constituant l'enveloppe Acier A48-C1.



*Equipement pour le ruissellement

Vu la taille du réservoir, nous ne pouvons mesurer la quantité d'eau instantanée présente sur la paroi. En revanche, il est toujours possible de récupérer l'eau en fin d'écoulement, pour mettre en évidence le taux d'évaporation lorsque le système est soumis au rayonnement de flammes.

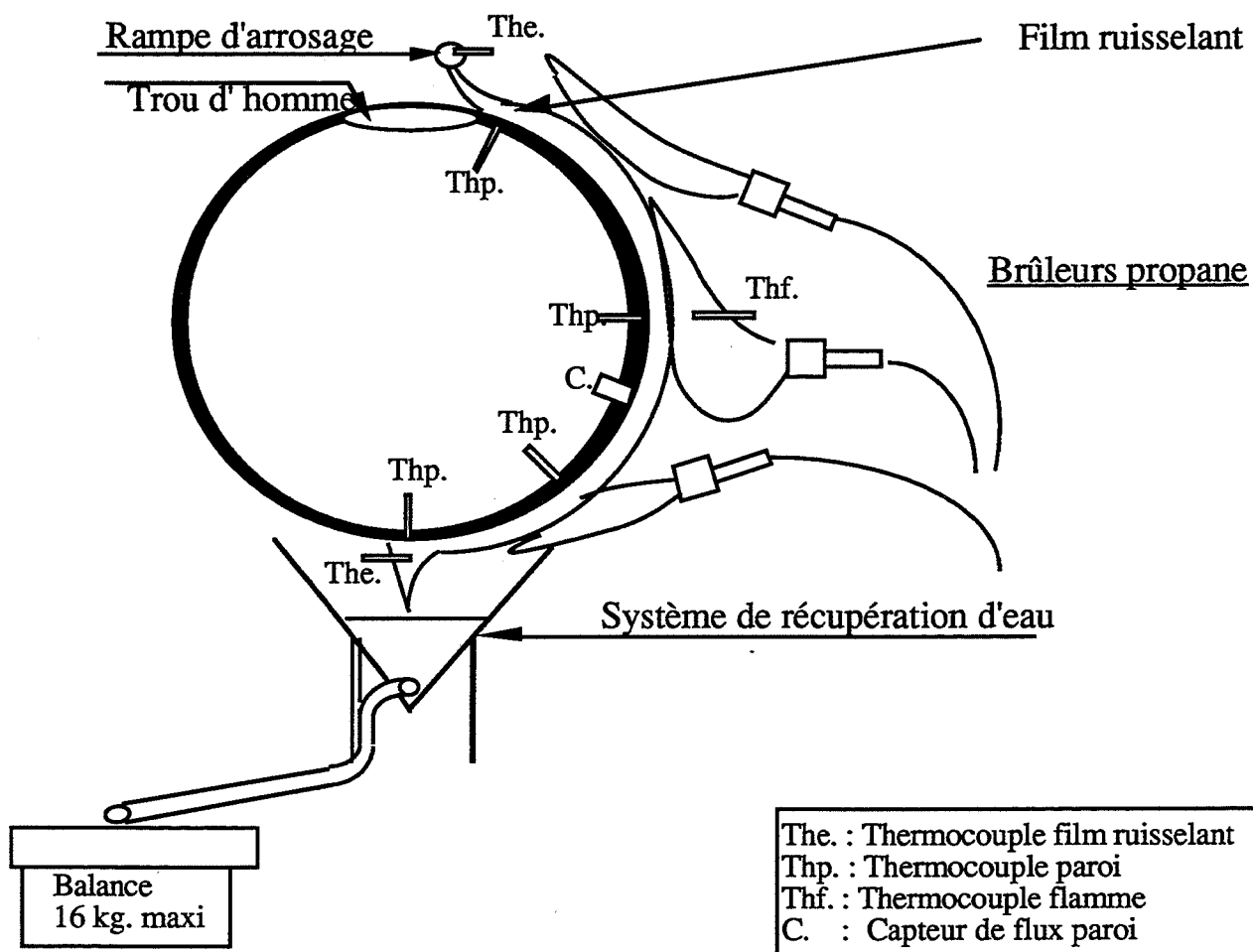
Une première série d'observations concernant le ruissellement nous permet d'affirmer que, à partir du moment où il n'existe pas de zones sèches provoquées principalement par la présence de suie ou de corrosion sur le support, ni d'obstacles comme ici les pieds de support, le film reste parfaitement homogène le long de la paroi et que le décrochement ne s'effectue qu'en partie basse du cylindre sur une zone n'excédant jamais quelques centimètres par rapport à la génératrice inférieure du cylindre.

Nous imposons donc un ruissellement sur la partie située entre les deux pieds (c'est-à-dire sur une bande de 90 cm de largeur), de manière à obtenir la longueur maximale d'écoulement.

Il est à noter que la présence d'un trou d'homme qui permet l'accès à l'intérieur du réservoir et qui évite, de surcroît, tout risque de surpression intempestive, impose un début d'arrosage à 30 cm environ du sommet du stockage.

Un système de récupération est installé pour diriger l'eau sur la balance et effectuer des mesures de débits. Ces mesures donnent des résultats beaucoup trop approximatifs avec la méthode utilisée pour les parois planes; aussi nous préférons relever manuellement la masse d'eau récupérée en un temps donné, ce qui offre une meilleure précision ($\pm 1 \text{ g / s}$).

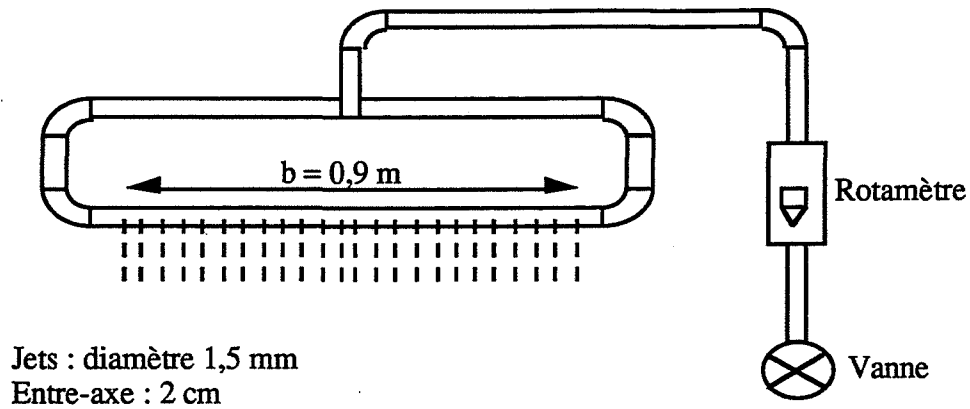
Les durées de prélèvement varient de 1 minute 30 à deux minutes, selon le débit imposé et compte tenu de la capacité maximale de la balance.



La disposition des brûleurs sur trois niveaux, permet d'obtenir un rayonnement des flammes sur la plus grande surface de paroi possible.

Le cylindre est placé sur un support qui offre un dénivelé de l'ordre du mètre pour l'acheminement de l'eau sur la balance.

Les conditions d'arrosage sont assurées par un tuyau de cuivre perforé comme pour le cas du plan, mais alimenté aux deux extrémités, de manière à limiter au maximum l'influence des pertes de charge sur la forme des jets:



Vu le principe de mesure, le rotamètre n'a pour rôle que de maintenir un arrosage constant. Nous ne l'utilisons que pour avoir un ordre de grandeur du débit imposé.

*Simulation de l'incendie

Les expériences sur les parois planes montrent que la répartition des brûleurs est prépondérante pour obtenir une bonne homogénéité de rayonnement sur la surface étudiée.

Ainsi, nous utilisons 15 brûleurs-torches alimentés en propane à une pression nominale de 3 bars. Chaque brûleur fournit une puissance calorifique normale de 18 kW (donnée du fabricant). L'apport en air pour la combustion est réglé de manière à obtenir des flammes jaunes dont la surface externe est la plus importante. La combustion s'effectue dans des conditions proches de la stoechiométrie et nous n'observons pratiquement pas de dépôt de suie.

La puissance calorifique disponible est donc:

$$P_c = 15 \cdot 18 = 270 \text{ kW}$$

La surface exposée au rayonnement, c'est-à-dire la surface de paroi recouverte par le film ruisselant est égale à:

$$S = b \left(\frac{1}{2} \pi \phi - 0,3 \right) \approx 2 \text{ m}^2$$

Cependant, vu que le rendement de combustion et que le coefficient de rayonnement entre les flammes et la paroi ne sont pas parfaitement maîtrisés, nous ne pouvons garantir que le flux de chaleur transmis atteigne $135 \text{ kW} / \text{m}^2$.

Nous nous efforçons cependant de nous rapprocher le plus possible d'un feu de nappe d'hydrocarbure (type butane ou propane), en réglant la couleur et la répartition des flammes, de même qu'en observant la température atteinte par une masselotte identique à celle utilisée dans la première partie expérimentale. Une série de réglages s'avère nécessaire pour optimiser la source de rayonnement.

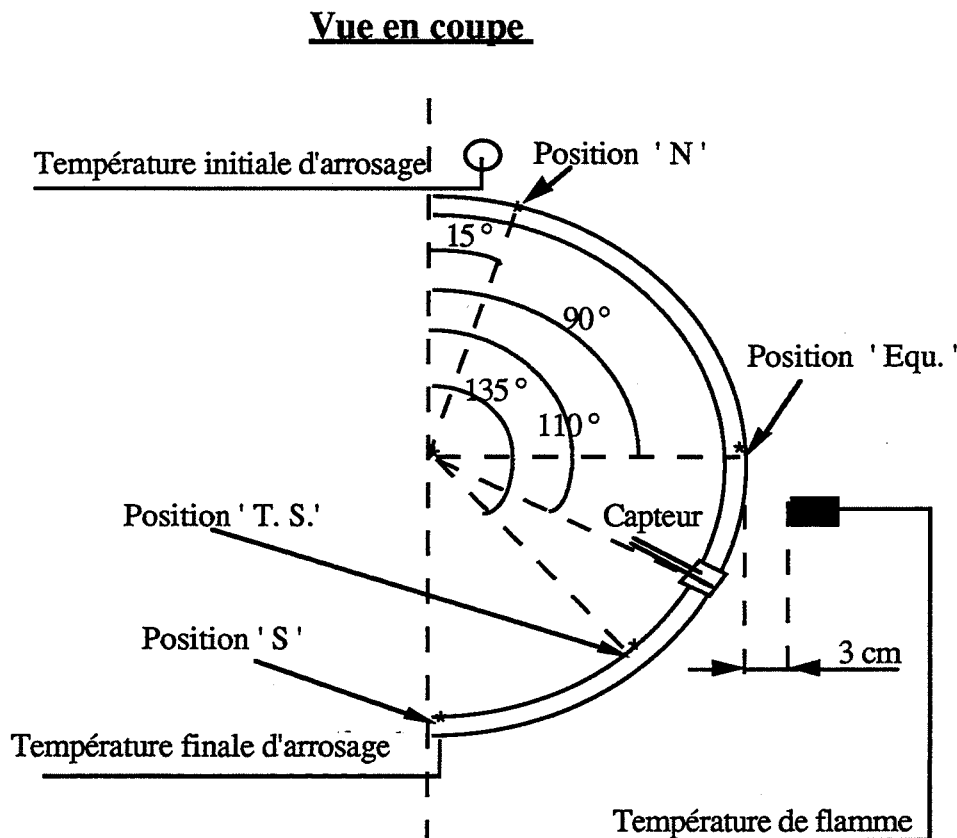
*Instrumentation : Mesure de températures

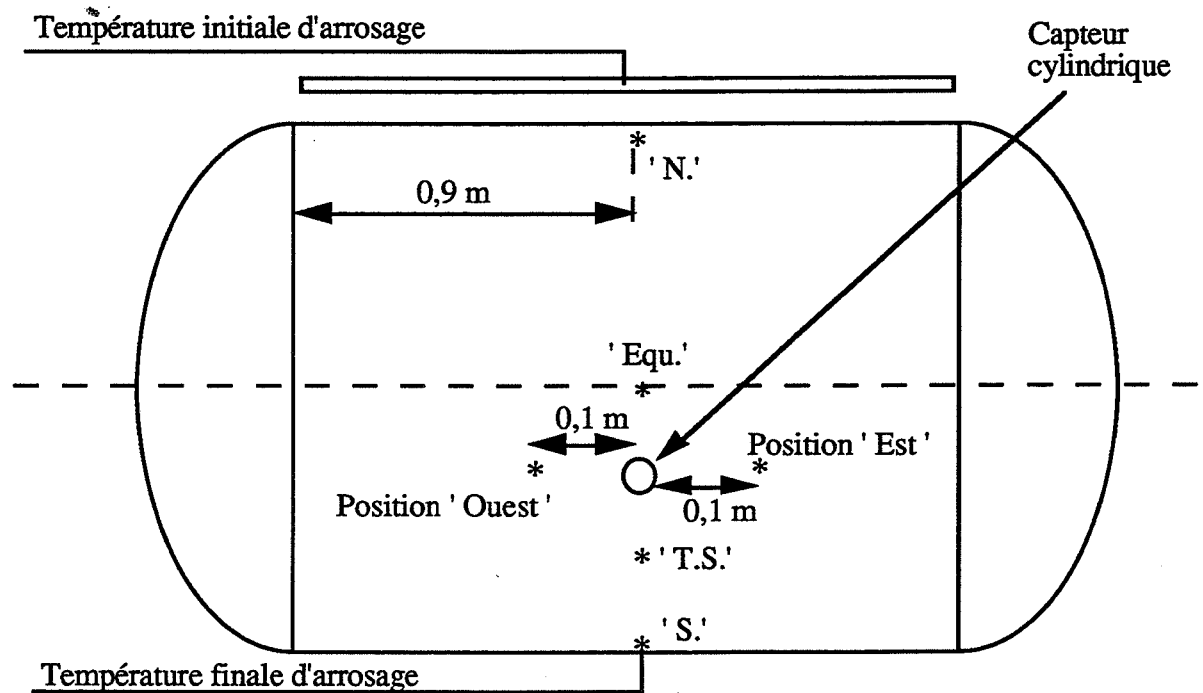
Les thermocouples de type K (Chromel / Alumel) couvrent une plage de températures comprises entre 0 et 1200 °C avec une précision de ± 3 °C. Ils mesurent des températures de rayonnement, de paroi, de phase gazeuse ou liquide avec une précision acceptable.

Le système d'acquisition - ANALOG DEVICES - convertit automatiquement en température, la différence de potentiel entre la soudure chaude et la référence, en fonction du type de sonde utilisé. Ce convertisseur est relié à un ordinateur " compatible PC ", et permet une exploitation très simple des mesures, d'autant que nous n'avons pas besoin de fréquences d'acquisitions élevées.

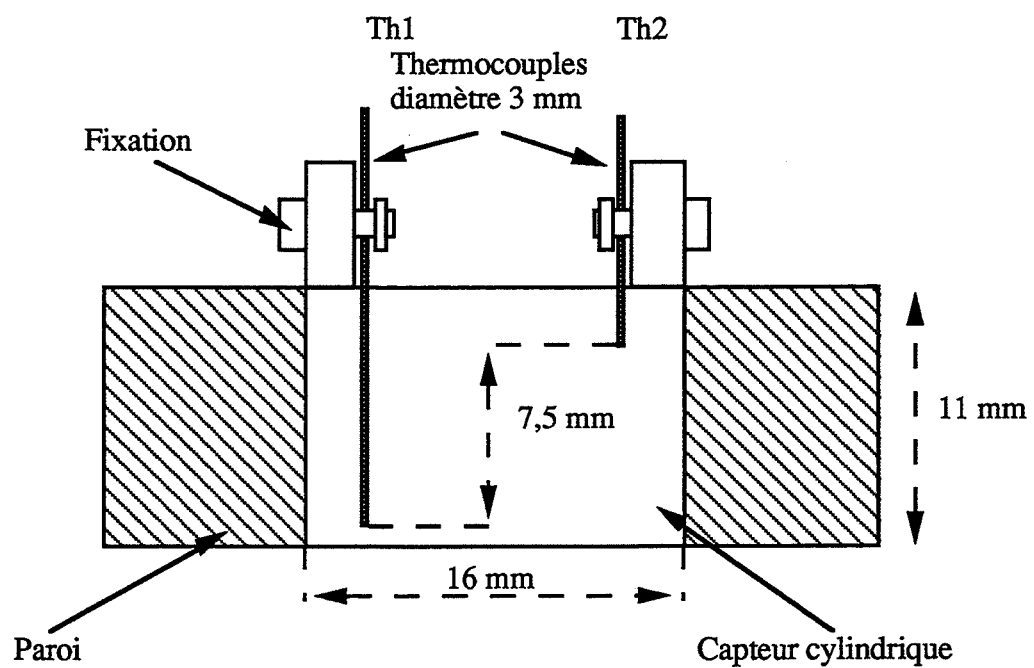
Pour estimer la température de rayonnement, un thermocouple est placé dans une masse d'acier au milieu des flammes, à quelques centimètres de la paroi, au niveau de l'équateur du cylindre.

Les points de mesures de température sont répartis comme suit:



Vue : Face externe***Mesure de la chaleur absorbée par le réservoir**

Pour estimer le transfert de chaleur à la paroi, nous mesurons le flux qui transite dans le capteur, à l'aide du montage suivant:

Vue en coupe

Le capteur cylindrique est usiné indépendamment pour avoir une bonne maîtrise de ses dimensions. Puis il est inséré dans la paroi et maintenu par un cordon de soudure.

La surface externe de l'enveloppe est alors rectifiée, afin d'éviter toute perturbation future au niveau du ruissellement.

L'acier utilisé pour le capteur est semblable à celui du cylindre horizontal; sa masse volumique étant de 7600 kg / m^3 .

Nous supposons que les contacts soudures chaudes des thermocouples / capteur sont parfaits et que le transfert de chaleur n'est pas perturbé par la présence des sondes.

Lorsqu'un régime pseudo-stationnaire est atteint, c'est-à-dire lorsque la température de la paroi en un point donné n'évolue que très lentement, le flux qui transite par conduction dans le capteur, et donc dans la paroi, peut s'exprimer à chaque instant sous la forme:

$$\Phi_{\text{conductif}} = \frac{\lambda}{e} (T_1 - T_2)$$

avec:

- λ conductivité thermique de l'acier (W / m.K)

-e différence de profondeur d'implantation des thermocouples dans le capteur $\approx 7,5 \text{ mm}$

-T1 et T2 températures mesurées respectivement par Th1 et Th2.

D'après la loi de conservation de la chaleur et si l'on néglige les phénomènes de bords (pas de pertes latérales), cette mesure permet de caractériser le flux de chaleur, transmis à la paroi.

Il est également possible de déterminer l'efficacité de la protection par arrosage de la surface externe de l'enveloppe, à l'aide du rapport:

$$\eta_2 = 1 - \frac{\text{Flux conductif avec arrosage}}{\text{Flux conductif sans arrosage}} \approx 1 - \frac{\text{Chaleur absorbée en présence d'arrosage}}{\text{Chaleur absorbée sans protection}}$$

Ce rapport ne représente qu'une efficacité locale de la protection apportée par le film ruisselant car le capteur est positionné au centre de la surface étudiée.

On peut néanmoins considérer qu'il correspond à l'efficacité moyenne de cet écran.

Il est à noter que nous ne pouvons pas effectuer de bilan calorimétrique au niveau du fluide stocké, car les flammes ne rayonnent que sur une partie de la paroi et, le fluide étant maintenu à pression atmosphérique, le système thermique est ouvert.

D'autre part, nous présentons en annexe II, la méthode utilisée pour déterminer la conductivité thermique de ce capteur qui est:

$$\lambda \approx 15 \text{ W / m.K}$$

*Optimisation de la géométrie des flammes

La position des brûleurs par rapport au cylindre, semble avoir une grande influence sur la chaleur transmise à la paroi.

Nous présentons deux expériences avec des géométries de rayonnement différentes:

-Expérience N° 1; nous utilisons 15 brûleurs répartis sur deux niveaux et qui délivrent des flammes verticales.

-Expérience N° 2; les 15 brûleurs sont répartis sur trois niveaux et délivrent des jets perpendiculaires à la paroi, pour les niveaux inférieur et médian; tangentiels à la paroi pour le niveau supérieur (positionnement des brûleurs présenté p. 50).

Nous présentons les résultats concernant les niveaux de températures atteints par la paroi, après un temps d'exposition au flammes de 2000 secondes:

	position 'N.'	position 'T.N.'	position 'EQU'	position 'T.S.'	position 'S.'
EXP. N° 1	80 °C	160 °C	460 °C	460 °C	80 °C
EXP. N° 2	400 °C	450 °C	500 °C	550 °C	300 °C

Remarque: Dans l'expérience N° 1, le régime stationnaire n'est pas atteint après 2000 secondes d'exposition aux flammes. La paroi n'excède pas 200 °C sur toute la partie supérieure du réservoir et ce, bien que, au bout d'une heure, les températures atteintes au niveau de l'équateur soient supérieures à celles de l'expérience N° 2 (environ 550 °C).

Il n'est pas envisageable de créer un rayonnement homogène et uniforme sur toute la partie de l'enveloppe, avec les brûleurs en notre possession. Cependant l'expérience N° 2 semble optimale pour obtenir la simulation d'incendie la plus défavorable, avec une température de rayonnement située entre 800 et 850 °C. Aussi c'est celle que nous adoptons.

Néanmoins, pour pouvoir installer le système de récupération d'eau d'arrosage et pour caractériser l'évaporation, nous ne pouvons pas présenter des flammes directement sous le réservoir. Nous orientons deux brûleurs de manière à obtenir un rayonnement qui n'agresse pas ce système. La zone correspondant à la position 'S.' est alors beaucoup moins chauffée et nous devons tenir compte de cette situation pour l'interprétation future des résultats.

2. Résultats expérimentaux: Cas du réservoir vide

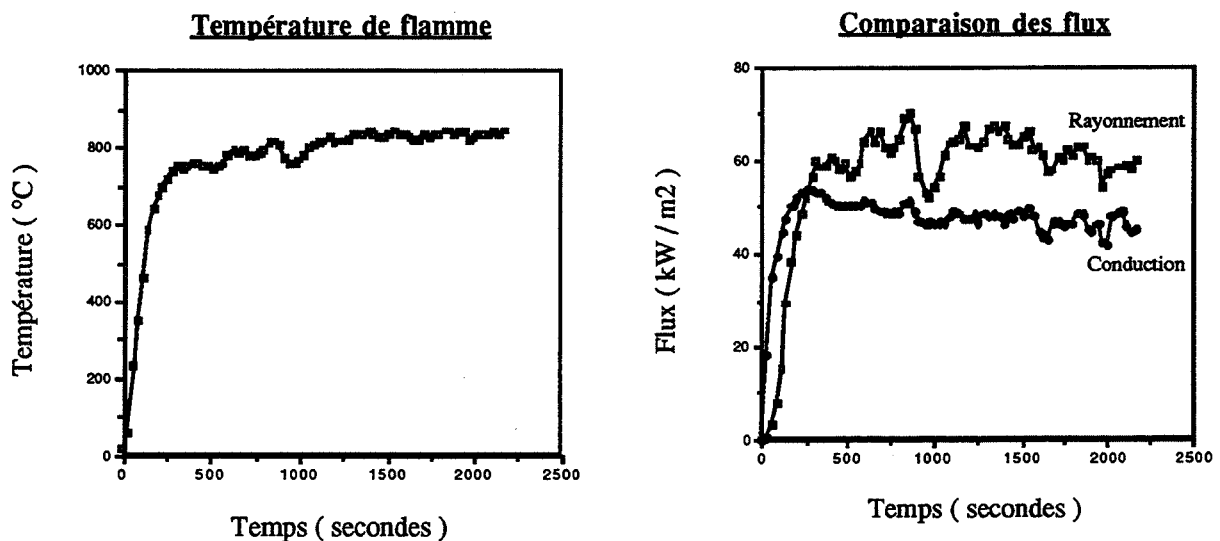
Le réservoir étant ouvert sur sa partie supérieure, il contient de l'air à pression atmosphérique.

Ces conditions d'étude peuvent se rapprocher de celles correspondant à la partie de l'enveloppe d'un stockage réel, en contact avec la phase gazeuse du produit stocké.

Il est reconnu que l'échange de chaleur entre une paroi et un gaz est très mauvais et que, de plus, la pression interne n'a guère d'influence sur ce transfert. Dans ces conditions, c'est l'enveloppe qui, dans cette zone, accumule la quasi-totalité du rayonnement des flammes et les températures atteignent rapidement des niveaux susceptibles d'affaiblir considérablement la résistance mécanique du matériau. Sous l'impact de la pression, l'enveloppe peut alors se fissurer et créer ainsi des conditions de B.L.E.V.E..

a./ Comportement du système sans arrosage

Les conditions de simulation d'incendie étant celles de l'expérience N° 2 (décrite précédemment), nous obtenons les températures suivantes, pour le cas où nous n'appliquons pas d'arrosage par ruissellement :

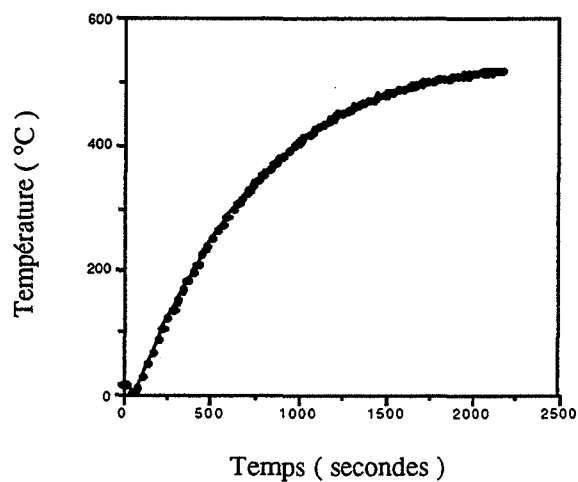
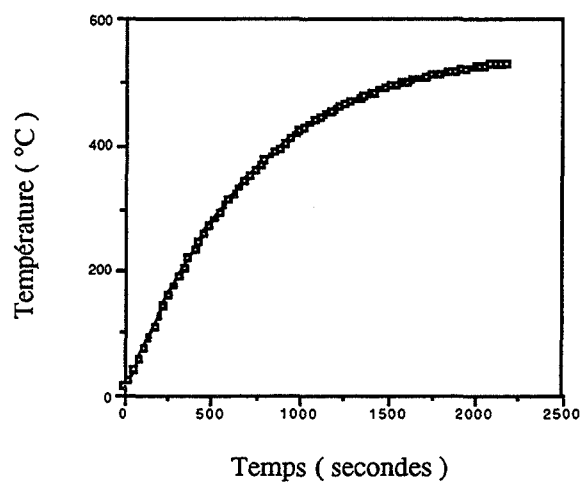
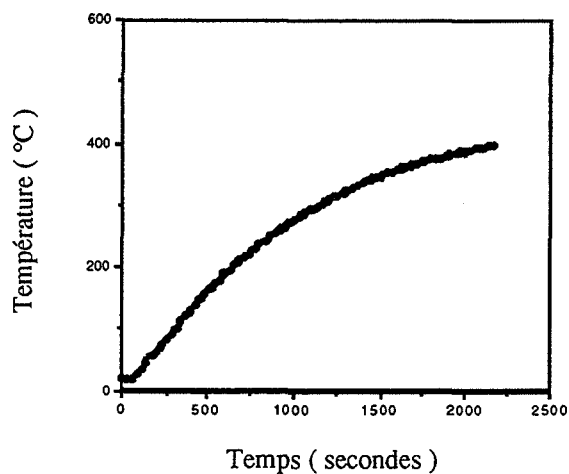
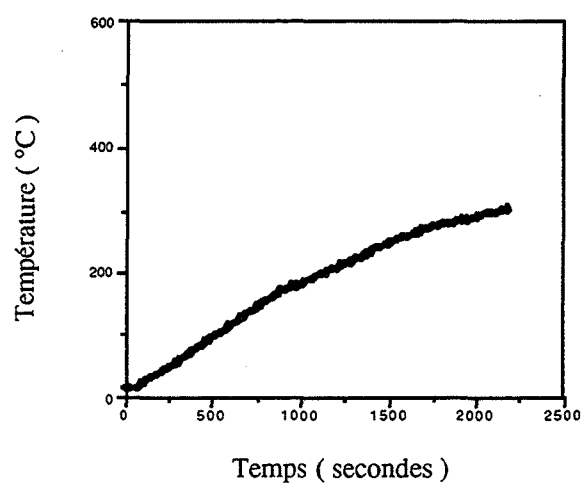
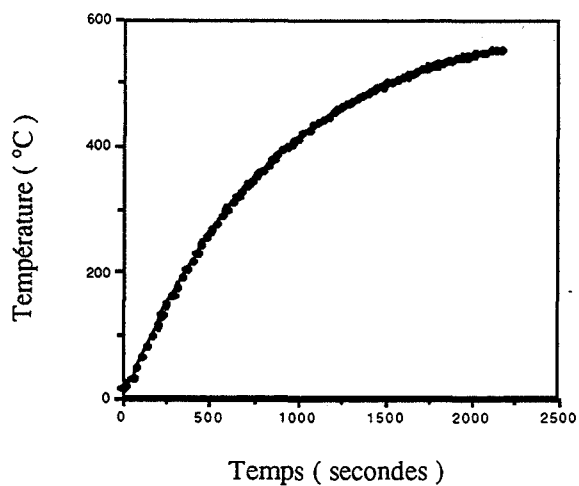
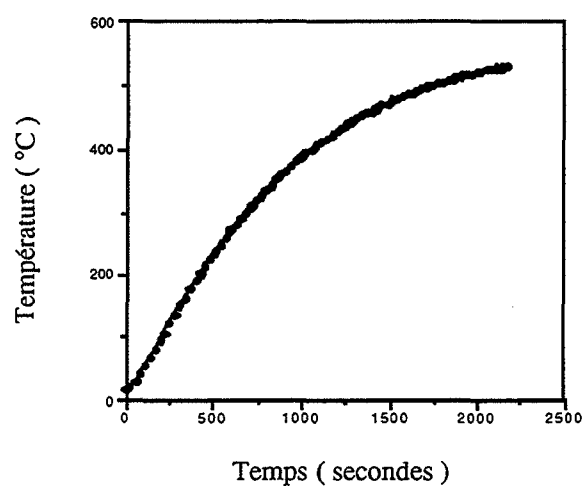


Le flux conductif est celui mesuré par le capteur.

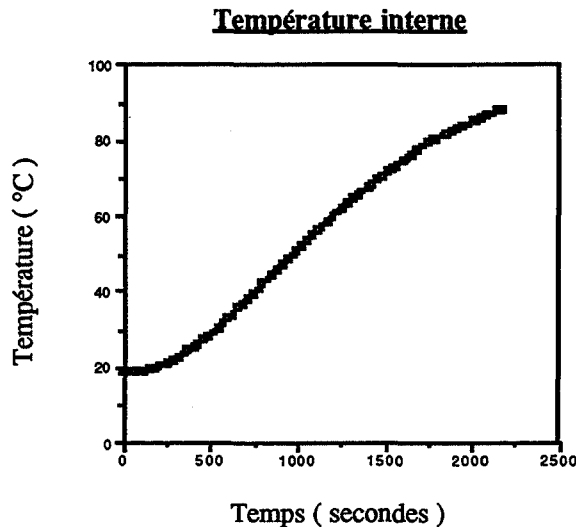
Le flux théorique rayonné par les flammes est calculé d'après les températures obtenues dans la masselotte (température de flamme T_f) et de la face avant du capteur (T_1), par la formule:

$$\Phi_{\text{rayonné}} = \sigma \cdot (T_f^4 - T_1^4) \approx 63,8 \text{ kW / m}^2 \text{ (si } T_f = 830 \text{ °C et } \Psi = 1 \text{).}$$

Les graphes suivants présentent l'évolution de la température de la paroi en différents points, que nous avons définis précédemment:

Profils de températures dans la paroiTempérature paroi 'EQU.'Température paroi 'T.S.'Température paroi 'N.'Température paroi 'S.'Température paroi 'O.'Température paroi 'E.'

Quant à la température de l'air dans le réservoir, elle atteint 90 °C après 2000 secondes d'essai:



Au niveau de la paroi, les profils des températures obtenus aux positions 'N', 'EQU', 'TS' et 'S' ne sont pas symétriques par rapport au plan équatorial du cylindre.

Ceci prouve que la répartition du rayonnement des flammes n'est pas homogène. En particulier toute la zone située à proximité de la génératrice inférieure du cylindre, atteint un niveau de température nettement inférieur aux autres.

Néanmoins, nous n'envisageons pas de considérer le transfert conductif interne à la paroi, pour calculer les différents flux échangés.

Remarque: Les températures atteintes aux positions 'E.' et 'O.' présentent un écart de ± 5 °C par rapport à celle de l'équateur ('EQU.'), les pertes latérales sont donc négligeables dans la zone de mesure du flux conductif.

Par ailleurs, nous constatons une différence d'environ 10 à 15 kW / m² entre la chaleur théorique émise par la source ($\Phi_{\text{rayonné}} \approx 64$ kW / m²) et celle qui transite dans le réservoir ($\Phi_{\text{conductif}} \approx 50$ kW / m²).

Il existe donc un coefficient de rayonnement Ψ influant sur le rayonnement et sur la température mesurée dans la masselotte à 10 cm de la paroi. Même si cette dernière correspond à la température de la surface externe des flammes, l'échange de chaleur ne peut être considéré comme un échange entre deux corps noirs.

Dans ces cas, et si les pertes sont prises en considération, nous obtenons:

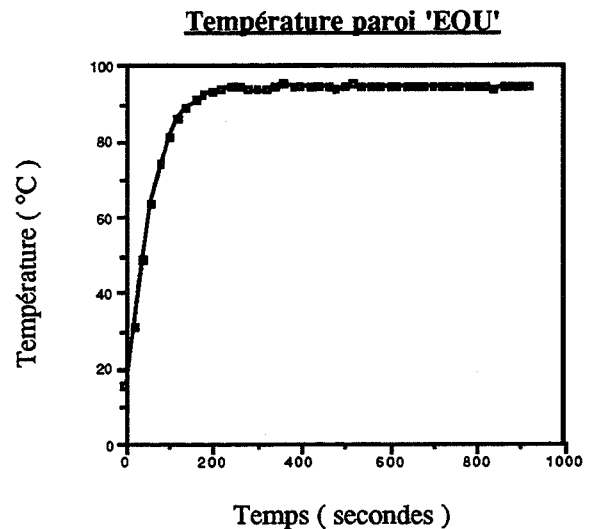
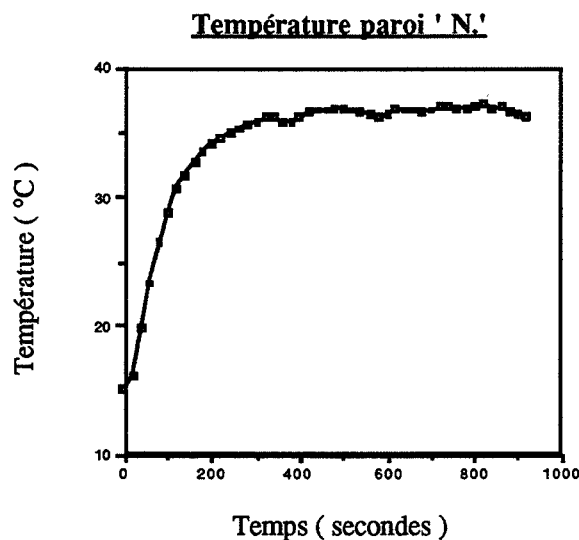
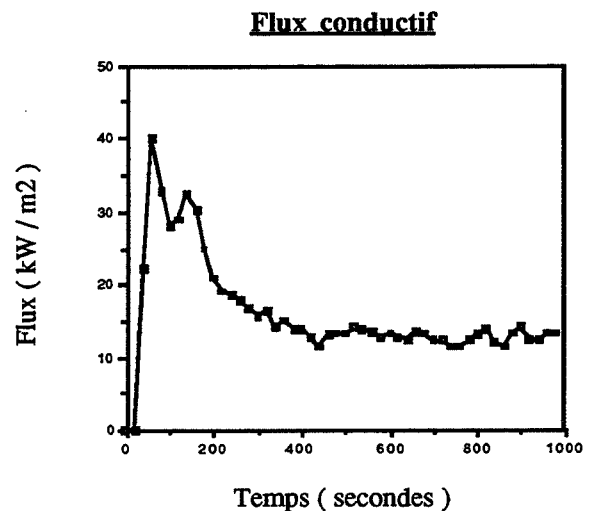
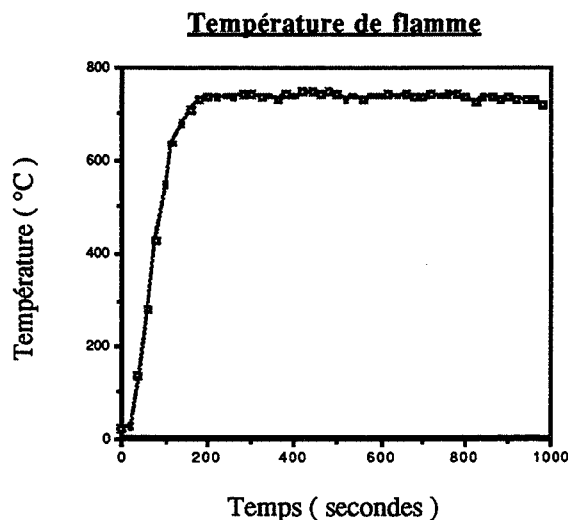
$$\Psi \approx \frac{\Phi_{\text{conductif}}}{\Phi_{\text{rayonné}}} \approx 80 \%$$

b./ Influence du film ruisselant

Sans modifier la position des brûleurs, nous imposons différents débits d'arrosage sur la face exposée de l'enveloppe, en nous assurant que le film obtenu est bien homogène jusqu'à la partie inférieure du cylindre horizontal. Cette condition est obtenue si la paroi est maintenue à une température inférieure à 100 °C et s'il n'existe pas de dépôt de suie, provoquant le décollement du film.

Nous établissons donc l'écoulement sans les flammes; celles-ci ne sont appliquées que lorsque la paroi est bien homogène en température (5 °C d'écart maximum entre la position ' N ' et la position ' S ').

Les graphes suivants présentent les mesures effectuées pour un ruissellement imposé à 104,5 g / s, soit 3,13 kg / m².min.:



Les profils obtenus aux positions ' E.' et ' O.' dans la paroi sont similaires à celui de la position ' EQU'.

Au sommet, la paroi conserve un niveau de température rapidement atteint ($\approx 25^{\circ}\text{C}$).

Nous ne présentons pas les profils obtenus aux positions ' T.S.', et ' S.' car ils sont également identiques à celui de la position ' EQU'.

Ceci peut s'expliquer en considérant qu'à partir d'environ 90°C , l'eau n'absorbe presque plus de chaleur sensible et ne fait que s'évaporer.

La courbe représentative du flux conductif indique qu'il existe une période transitoire d'environ 3 minutes, pendant laquelle ce dernier passe par un maximum, avant de converger vers une valeur stable plus faible.

Ce phénomène provient de la différence d'inertie thermique entre le film ruisselant et la paroi d'acier. Lorsque les flammes apparaissent, l'eau impose presque instantanément la température de la surface externe de la paroi, du fait que le coefficient d'échange convectif est très important. Puis le gradient, au sein de la paroi, s'atténue du fait que celle-ci s'échauffe.

Le tableau suivant présente l'évolution de l'évaporation en fonction du débit:

Débit (g / s)	Débit normé (kg / m ² .min.)	Evaporation (g / s)	Evaporation unit. (g / m ² .s)	Taux d'évaporation (%)
0,068	2,05	13	6,5	19,1
0,083	2,49	11	5,5	13,2
0,104	3,13	9,2	4,6	8,8
0,123	3,70	8,5	4,25	6,9
0,144	4,3	5,5	2,75	4,1
0,194	5,82	4,5	2,25	2,3
0,250	7,5	2	1	0,8
0,305	9,1	0	0	0

Les mesures sont précises à $\pm 0,5$ g / s. La méthode semble donc bien adaptée, vu l'importance des débits en présence.

A partir de $0,25$ kg / s ($7,5$ kg / m².min.), l'évaporation devient négligeable et ceci est confirmé par les températures atteintes (température finale d'arrosage égale ou inférieure à 90°C). De plus, elle devient négligeable pour un même " débit normé " que celui imposé sur notre plaque plane n°3.

Le tableau suivant donne une valeur approchée des température atteintes, en fonction du débit:

Débit (kg / s)	Flamme (°C)	Tp. ' N.' (°C)	Tp. 'EQU' (°C)	Eau finale (°C)	Flux conductif (kW / m ²)
0,068	730	37	94,5	97	11
0,083	730	31	93,5	97	12
0,104	730	25	93	96	13,5
0,123	730	24	90	97	13
0,144	730	22	84	95	12,5
0,194	730	22,5	76	96	13
0,250	730	21	69	90	10
0,305	730	21	61,5	90	8

En fonction du débit, les résultats ne correspondent pas toujours à une évolution logique; en particulier pour la température finale d'arrosage, il est fort possible que le thermocouple correspondant soit perturbé par la présence des flammes et ce, malgré la présence locale d'un écran protecteur en acier.

Au niveau du flux conductif, les valeurs atteintes semblent justifier que la paroi n'a pas un comportement adiabatique. Il existe un échange de chaleur avec l'intérieur et des pertes latérales, au sein de l'enveloppe du fait qu'elle n'est que partiellement chauffée et arrosée.

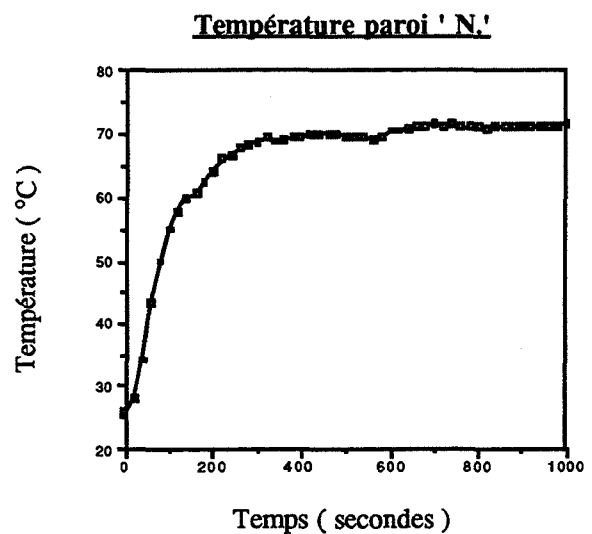
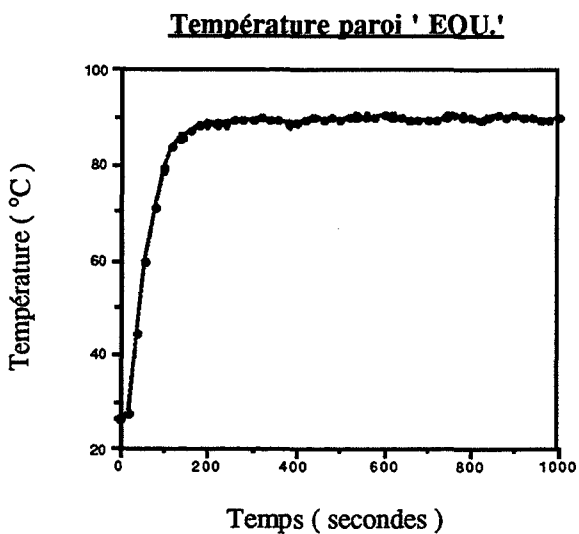
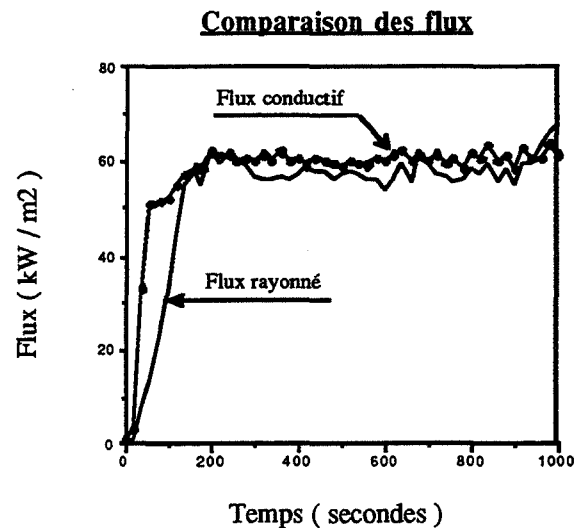
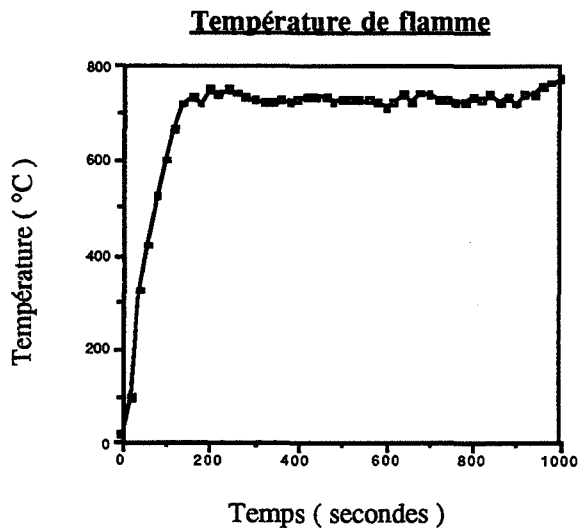
3. Résultats expérimentaux: Cas du réservoir rempli d'eau

Le comportement thermique de la paroi est considérablement modifié lorsque le fluide stocké est une phase liquide. En particulier, l'eau est un puissant absorbeur de chaleur. Ainsi, la température de l'enveloppe est régie essentiellement par le comportement du liquide et non plus par le rayonnement ou par le ruissellement externe. Le coefficient de transfert convectif naturel est beaucoup plus important que dans le cas du stockage d'une phase gazeuse.

Dans ces conditions, la paroi n'accumule pratiquement plus de chaleur provenant du rayonnement des flammes et tout est transmis à l'eau stockée.

a./ Comportement du système sans arrosage

Les profils de températures obtenus lorsqu'il n'y a pas de protection par ruissellement, sont les suivants:



Comme dans le cas du stockage vide, les profils obtenus au niveau des positions 'E' et 'O' sont similaires à celui de la position 'EQU'.

Bien qu'il n'y ait toujours pas de symétrie par rapport au plan équatorial du cylindre, les différences de températures au niveau de la paroi sont moins importantes que dans la première configuration. C'est l'eau stockée qui tend à homogénéiser la réponse en température de la paroi.

Le flux qui transite par conduction dans la paroi est semblable à celui qui est émis par la flamme; cette dernière atteignant 750 °C environ.

Le flux rayonné s'exprime d'après la loi de Stefan, pour le cas où $T_p^4 \ll T_f^4$

$$\Phi_{\text{rayonné}} = \sigma (T_f^4 - T_p^4) \approx 62,1 \text{ kW / m}^2 \text{ (si } \Psi = 1 \text{)}$$

Quant au comportement de l'eau stockée, nous ne pouvons le décrire d'une manière précise avec notre banc d'essais. En effet, nous avons placé un thermocouple au centre de gravité du stockage et nous constatons une évolution de température de 10 °C à cet endroit, après 1000 secondes d'exposition aux flammes.

Cependant, nous savons qu'il existe un gradient de température non négligeable entre l'interface paroi / liquide et le coeur du liquide. De plus, l'enveloppe n'est que partiellement chauffée, ce qui interdit toute symétrie axiale de répartition de températures dans la phase liquide. Bien que toute la partie non exposée de l'enveloppe soit revêtue d'une feuille d'aluminium, il existe à ce niveau, un échange avec l'extérieur qui est difficile à estimer.

En conséquence, nous ne pouvons manifestement pas effectuer de bilan calorimétrique global, au niveau du fluide interne.

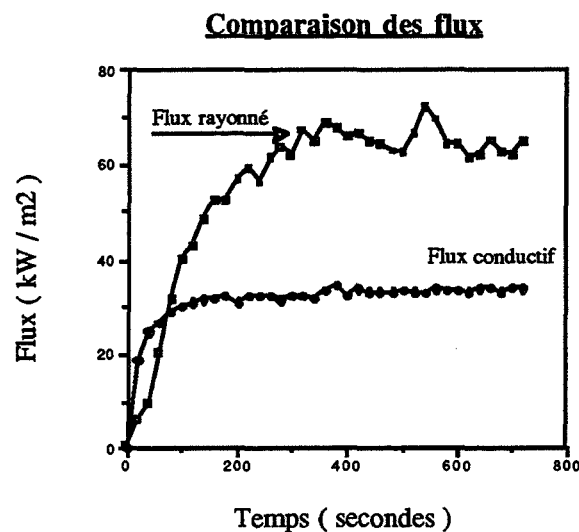
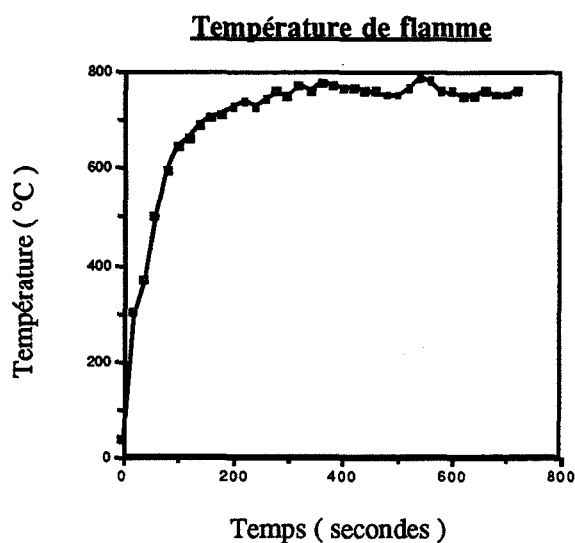
Nous avons installé un système permettant d'obtenir un brassage de l'eau stockée, en effectuant un soutirage au fond du réservoir au moyen de pompes centrifuges, et en réinjectant cette eau dans la partie supérieure du stockage. Le résultat de l'essai est identique, avec ou sans brassage.

b./ Influence du film ruisselant

De même que dans les expériences avec de l'air, nous imposons le film ruisselant en l'absence de flammes, alors que le système est à température ambiante.

Remarque: Il est beaucoup plus facile d'obtenir des températures de paroi homogènes du fait de la présence d'un absorbeur de chaleur à l'intérieur du cylindre.

Nous présentons un exemple de mesures réalisées avec un ruissellement imposé de 103 g / s, soit 3,1 kg / m².min.:



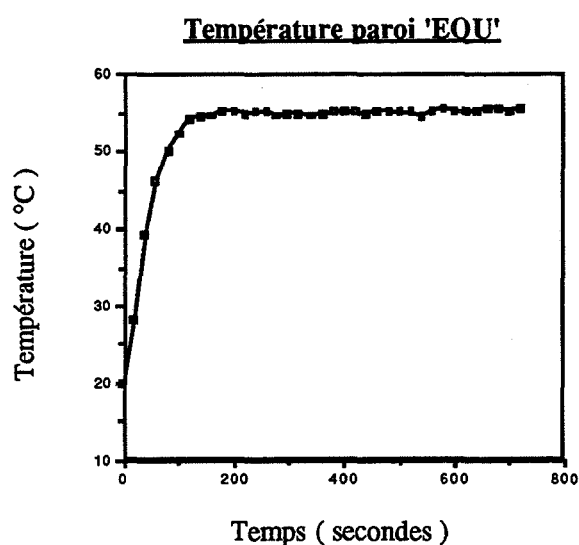
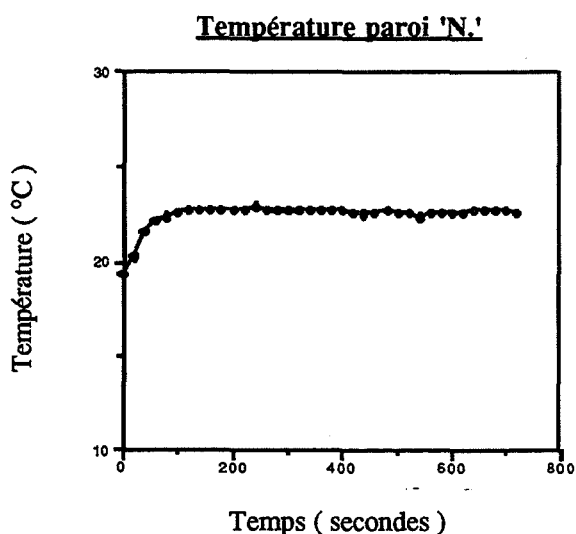
Nous constatons une nette différence entre le flux émis par les flammes et le flux qui transite par conduction dans la paroi, grâce à l'effet protecteur du film ruisselant.

Cependant, le flux transmis à la paroi est beaucoup plus important pour le cas d'un liquide stocké que pour le cas d'un gaz, les conditions d'arrosage étant voisines.

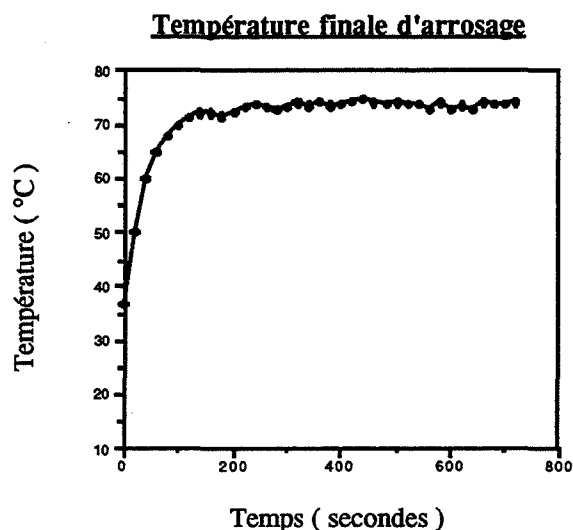
La présence de l'eau à l'intérieur du stockage permet d'obtenir un flux conductif constant, de l'ordre de 33,5 kW / m² pendant la durée de cette expérience.

Il est bien évident que, vu les conditions expérimentales, si l'on poursuivait l'essai dans le temps, la température de l'eau s'élèverait et entraînerait une modification du flux conductif.

En ce qui concerne la répartition des températures dans la paroi, les niveaux atteints aux différents points, sont nettement plus distincts que dans les cas précédents:



De même, la température atteinte par le film d'eau en fin d'écoulement, est moins élevée:



Remarque: Comme le système est ouvert, le régime permanent est atteint lorsque le flux transmis au stockage et les pertes avec l'extérieur se compensent. Cependant, après quatre heures d'exposition aux flammes, nous n'atteignons toujours pas ces conditions.

Le comportement thermodynamique du fluide stocké est donc un paramètre prépondérant mais il n'est pas l'objet de cette étude. De plus, dans le cas d'un stockage réel, le comportement de la phase liquide d'un hydrocarbure sous pression est différent de celui de l'eau stockée à pression atmosphérique.

Par conséquent, pour caractériser les propriétés du film protecteur, nous considérons qu'un régime pseudo-stationnaire est atteint après 500 secondes et les résultats suivants sont obtenus après ce temps d'exposition.

Le tableau ci-dessous présente l'évolution du taux d'évaporation en fonction du débit imposé:

Débit (kg / s)	Débit normé (kg / m ² .min.)	Evaporation (g / s)	Evaporation (g / m ² .s)	Taux d'évaporation (%)
0,076	2,3	5	2,5	6,6
0,103	3,1	4	2	3,9
0,122	3,65	3,8	1,9	3,1
0,150	4,5	3,2	1,6	2,1
0,200	6	2,8	1,4	1,4
0,250	7,5	2	1	0,8
0,305	9,1	0	0	0

Le taux d'évaporation en fonction du débit, est plus faible que dans les expériences avec le réservoir vide car la paroi atteint des températures moins élevées.

Le tableau suivant présente les différentes températures de paroi, ainsi que le flux conductif mesuré au niveau du capteur:

Débit (kg / s)	Température ' N.' (°C)	Température ' EQU' (°C)	Température fin. arrosage (°C)	Flux conductif (kW / m ²)
0,076	24	64	75	35,5
0,103	23	62,5	74	33,5
0,122	22	58	73,5	30
0,150	21,5	55	70	26,5
0,200	22	53	68,5	22,5
0,250	21	51,5	67,5	19,5
0,305	21,5	50	65	18

Lors de tous ces essais, la température de flamme est à peu près constante et oscille entre 740 et 760 °C.

La température initiale d'arrosage est toujours égale à 15 °C.

L'élévation de température au niveau de l'eau stockée n'excède jamais 5 °C après 500 secondes d'exposition aux flammes. Cependant, dans la plage de débits considérée, elle évolue toujours de manière non négligeable.

Nous constatons également une différence de température entre le coeur du liquide et les zones proches de l'enveloppe. Cette différence s'atténue avec le système de brassage.

Remarque: Au cours du premier essai, pour le cas du stockage vide non protégé par arrosage, la température de rayonnement des flammes est de 830 °C; dans tous les autres cas, elle n'est que de 750 °C environ. Ceci ne provient pas d'une modification des réglages des brûleurs.

Si nous considérons, en effet, la loi de transfert de chaleur par rayonnement de Stefan, le flux échangé entre la flamme et la paroi (ou le film ruisselant) est de la forme:

$$\Phi_{\text{rayonné}} = \sigma (T_f^4 - T_p^4)$$

Or, si le niveau atteint par la paroi est très inférieur à celui de la flamme, on peut considérer que le terme T_p^4 est négligeable devant T_f^4 .

Dans ces conditions, le calcul des flux donne:

***Stockage vide, non protégé:**

$$T_f \approx 830 \text{ °C} \text{ et } T_p \approx 600 \text{ °C}$$

$$\Rightarrow \Phi_{\text{rayonné}} = 63,8 \text{ kW / m}^2$$

***Stockage vide, arrosé:**

$$T_f \approx 730 \text{ °C} \text{ et } T_p < 100 \text{ °C} \quad (T_p^4 \ll T_f^4)$$

$$\Rightarrow \Phi_{\text{rayonné}} = 57,5 \text{ kW / m}^2$$

***Stockage rempli d'eau, arrosé ou non:**

$$T_f \approx 750 \text{ °C} \text{ et } T_p < 100 \text{ °C} \quad (T_p^4 \ll T_f^4)$$

$$\Rightarrow \Phi_{\text{rayonné}} = 62,1 \text{ kW / m}^2$$

Ce montage expérimental permet d'obtenir une source de chaleur qui rayonne à flux constant (et non à température constante), mais ce flux est atténué dans le cas du stockage vide, lorsque l'on applique un ruissellement.

Cette atténuation peut s'expliquer par la présence d'une couche de vapeur d'eau , entre la surface libre du film et la flamme. Bien que nous ayons observé ce phénomène, nous ne pouvons caractériser son effet protecteur, avec notre montage expérimental.

Une telle quantification nécessite une étude plus spécifique que nous ne pouvons mettre en oeuvre, mais qui serait un plus pour dimensionner une telle protection.

4. Conclusion: Interprétation des résultats expérimentaux

La conception du système expérimental ne nous permet pas d'effectuer de bilan énergétique complet.

En particulier, nous ne pouvons pas estimer les pertes de chaleur entre la paroi non exposée aux flammes et l'ambiance du laboratoire.

De même, l'absorption de chaleur par le fluide interne (air ou eau), ne peut être évaluée que de manière beaucoup trop approximative.

En revanche, nous pouvons effectuer des bilans au niveau de la paroi et du film ruisselant, de manière à mettre en évidence la proportion des échanges.

Le flux de chaleur total absorbé par le film ruisselant, par unité de surface, est déterminé par:

$$\Phi_{\text{eau}} = \Phi_{\text{sensible}} + \Phi_{\text{latent}} = \frac{1}{S} [\dot{m}_E C_e (T_{E\text{finale}} - T_{E\text{initiale}}) + \dot{\gamma} L_v]$$

en posant:

- S surface libre de l'eau \approx surface de ruissellement sur la paroi $\approx 2 \text{ m}^2$
- \$\dot{m}_E\$ débit d'arrosage (kg / s)
- \$C_e\$ capacité calorifique de l'eau ($\approx 4185 \text{ J / kg.K}$)
- \$T_{E\text{finale}} - T_{E\text{initiale}}\$ différence de température de l'eau entre le début et la fin de l'arrosage
- \$\dot{\gamma}\$ débit d'évaporation (converti en kg / s)
- \$L_v\$ chaleur latente de vaporisation de l'eau (prise à $80 \text{ }^\circ\text{C} \approx 2,28.10^6 \text{ J / kg}$).

Le flux conductif étant celui mesuré par le capteur nous déterminons le flux total absorbé par le système récepteur { ruissellement + paroi }; soit:

$$\Phi_{\text{total absorbé}} = \Phi_{\text{conductif}} + \Phi_{\text{eau}}$$

Nous pouvons également comparer la proportion de chaleur absorbée par le film ruisselant par rapport à celle qui est absorbée; à savoir:

$$\eta_2 = 1 - \frac{\Phi_{\text{conductif}}}{\Phi_{\text{total absorbé}}} = \frac{\Phi_{\text{eau}}}{\Phi_{\text{total absorbé}}}$$

*Cas du réservoir vide:

Débit (kg / s)	Flux conductif (kW / m ²)	Flux absorbés par le ruissellement			$\Phi_{\text{total absorbé}}$ (kW / m ²)	η_2 (%)
		sensible	latent	total: Φ_{eau}		
0,068	11	11,7	14,8	26,5	37,5	70,7
0,083	12	14,2	12,5	26,7	38,7	69
0,104	13,5	17,9	10,5	28,4	41,9	67,8
0,123	13	19,4	9,7	29,1	42,1	69,1
0,144	12,5	24,1	6,3	30,4	42,9	70,9
0,194	13	30,5	5,1	35,6	48,6	73,2
0,250	10	39,2	2,3	41,5	51,5	80,6
0,305	8	47,9	0	47,9	55,9	85,7

La chaleur totale absorbée par le système récepteur ne correspond jamais à la chaleur théorique émise par la source.

En supposant que c'est la couche de vapeur d'eau, à la surface libre du film, qui atténue le transfert, nous estimons d'une manière grossière, le coefficient de rayonnement Ψ en fonction du taux d'évaporation, par le calcul:

$$\Psi = \frac{\Phi_{\text{total absorbé}}}{\Phi_{\text{rayonné}}} = \frac{\Phi_{\text{conductif}} + \Phi_{\text{eau}}}{\Phi_{\text{rayonné}}}$$

Avec $T_f \approx 730$ °C environ, le flux rayonné est: $\Phi_{\text{rayonné}} = \sigma (T_f^4 - T_p^4) = 57,5$ kW / m².

Débit (kg / m ² .min.)	0,068	0,083	0,104	0,123	0,144	0,194	0,250	0,305
Taux d'évaporation (%)	19,1	13,2	8,8	6,9	4,1	2,3	0,8	0
Ψ	0,652	0,673	0,729	0,732	0,746	0,845	0,896	0,972

On peut établir une corrélation empirique entre le coefficient Ψ et l'évaporation unitaire.

Si le taux d'évaporation $\tau = \frac{\dot{\gamma}}{m_E}$ est exprimé en %, on obtient:

$$\Psi \approx 0,9723 - 4,3525.10^{-2}.\tau + 1,4306.10^{-3}.\tau^2$$

Le coefficient de corrélation correspondant, étant de 0,966.

Cette expression polynomiale est valable pour un taux d'évaporation inférieur à 20 %.

De plus, elle est établie pour nos conditions expérimentales; elle n'est pas forcément valable sur n'importe quelle géométrie de stockage.

*Cas du réservoir contenant de l'eau:

Débit (kg / s)	Flux conductif (kW / m ²)	Flux absorbés par le ruissellement			$\Phi_{\text{total absorbé}}$ (kW / m ²)	η_2 (%)
		sensible	latent	total: Φ_{eau} (kW / m ²)		
0,076	35,5	9,5	5,7	15,2	50,7	30
0,103	33,5	12,7	4,6	17,3	50,8	34
0,122	30	14,9	4,3	19,2	49,2	39
0,150	26,5	17,3	3,6	20,9	47,4	44,1
0,200	22,5	22,4	3,2	25,6	48,1	53,2
0,250	19,5	27,5	2,3	29,8	49,3	60,4
0,305	18	31,9	0	31,9	49,9	63,9

De même que précédemment, nous calculons Ψ , mais avec une température de rayonnement des flammes égale à 750 °C.

Le flux rayonné est alors: $\Phi_{\text{rayonné}} = \sigma (T_f^4 - T_p^4) \approx 62,1 \text{ kW / m}^2$.

Débit (kg / s)	0,076	0,103	0,122	0,150	0,200	0,250	0,305
Taux d'évaporation (%)	6,6	3,9	3,1	2,1	1,4	0,8	0
Ψ	0,816	0,818	0,792	0,763	0,775	0,794	0,803

La valeur de Ψ reste relativement stable. Bien qu'elle soit voisine de celles obtenues dans le cas du réservoir vide, elle n'est que peu modifiée par l'évaporation.

Aussi, nous considérons une valeur constante: $\Psi = 0,8$

En négligeant l'effet d'atténuation de la vapeur d'eau, nous surestimons les transferts de chaleur à la paroi, ce qui entraîne des conditions plus défavorables et donc majorantes du point de vue sécurité.

5. Observations qualitatives concernant ces essais

Au cours de ces différentes expériences, nous avons pu observer certains phénomènes très intéressants mais qui ne peuvent être pris en considération pour effectuer une modélisation et un dimensionnement de l'arrosage par ruissellement.

a./ Le ruissellement et ses conditions d'application

Pour obtenir un film d'eau homogène sur toute la paroi et éviter ainsi la formation de zones sèches, nous imposons le ruissellement après nous être assurés que la surface de l'enveloppe est "propre", c'est-à-dire sans dépôt de suie et sans corrosion importante.

D'une manière générale, l'état de surface n'a jamais nécessité d'entretien particulier (bien que la paroi du cylindre horizontal ait été utilisée pendant plus d'un an, la corrosion n'a jamais posé de problème).

Les dépôts de suie sont en revanche, plus contraignants. Ils apparaissent presque instantanément en présence des flammes, quand la paroi n'est pas arrosée.

De plus, le fait d'établir le ruissellement à température ambiante, permet d'éviter les phénomènes d'ébullition à l'interface paroi / film.

Nous avons réalisé des essais d'arrosage alors que la paroi était à une température supérieure à 100 °C. Nous avons pu constater un décollement de la couche limite du film d'eau avant même qu'il n'atteigne le plan équatorial du cylindre.

Si la paroi est initialement beaucoup plus chaude que l'eau d'arrosage, des phénomènes de caléfaction et d'ébullition apparaissent et sont à l'origine de zones sèches.

Le "front" de décollement qui apparaît selon la largeur de l'écoulement, semble être aléatoire et se déplace le long de la paroi au cours du temps.

Nous n'avons pas pu quantifier ce phénomène mais nous avons pu estimer une température limite à partir de laquelle il apparaît.

En modifiant la position des brûleurs ainsi que le temps d'exposition aux flammes avant l'application du ruissellement, nous avons pu observer que si la température de la paroi est inférieure à 70 °C, on peut appliquer un film homogène sur notre cylindre. Au-delà, il apparaît obligatoirement un décollement irrémédiable, dans la mesure où les zones sèches ainsi créées, s'accroissent dans le temps, quel que soit le débit d'arrosage imposé.

Sur un site de stockage, est-il possible d'assurer ces conditions initiales de ruissellement ? Dans le cas contraire, l'utilisation de pulvérisateurs supplémentaires est-elle suffisante pour pallier cet inconvénient ?

b./ Stratification dans la phase liquide

Lors des expériences réalisées dans le cas du réservoir rempli d'eau, nous avons pu constater un écart de température pouvant atteindre 15 °C entre le coeur de la phase liquide et le fond du réservoir. Cet écart est nettement réduit (de l'ordre de 5 °C) lorsque le ruissellement est appliqué ou lorsque l'on utilise un système permettant de brasser l'eau stockée.

D'autre part, un essai avec un taux de remplissage en eau d' environ 20 %, ne met pas en évidence cet écart (la distance entre le coeur du liquide et le fond du réservoir n'est alors que de quelques centimètres).

Ces observations tendent à justifier l'hypothèse d'une stratification thermique de la phase liquide, pour des taux de remplissage importants.

Que se passe-t-il alors sur un réservoir de plus grande taille ?

c./ L'influence des conditions initiales d'arrosage sur le taux d'évaporation

Nous avons également réalisé des essais avec une température initiale d'arrosage élevée (de l'ordre de 60 à 80 °C).

Cependant, notre source d'alimentation en eau chaude n'étant pas idéale (température variable au cours du temps), il nous a été impossible de quantifier le taux d'évaporation du film ruisselant en fonction de cette température.

La seule observation rigoureuse possible, qui est l'accroissement de l'évaporation avec l'élévation de la température initiale d'arrosage, nous permet d'envisager que:

- Un système d'arrosage par pulvérisation entraîne un taux d'évaporation plus important qu'un ruissellement à basse température.

- Ces conditions de ruissellement sur notre cylindre rempli d'eau peuvent se rapprocher du cas d'un arrosage sur un stockage comportant deux phases d'un fluide, dans la mesure où, sur toute la surface correspondant au ciel gazeux du réservoir, le film ruisselant s'élève en température, avant que ses caractéristiques soient régies par la phase liquide.

MODELISATION

VALIDATION

EXTRAPOLATION

C. MODELISATION - VALIDATION - EXTRAPOLATION

C.I. MODELISATION

Tous les résultats expérimentaux exposés précédemment, ne peuvent être suffisants pour dimensionner la protection par arrosage, de stockages de produits sous pression.

Aussi, nous proposons dans cette partie, une série de modèles de comportement du film ruisselant qui sont validés dans un premier temps, par les expériences à notre disposition, et qui, par extrapolation, peuvent servir de support pour l'optimisation de la protection en tant que limiteur de température d'une enveloppe, de n'importe quelle géométrie.

1. Modèle de ruissellement sur un plan incliné

Nous avons choisi de modéliser le comportement d'une paroi plane adiabatiquement isolée sur sa face arrière, afin de valider directement les résultats de simulation avec nos expériences qui caractérisent l'évaporation.

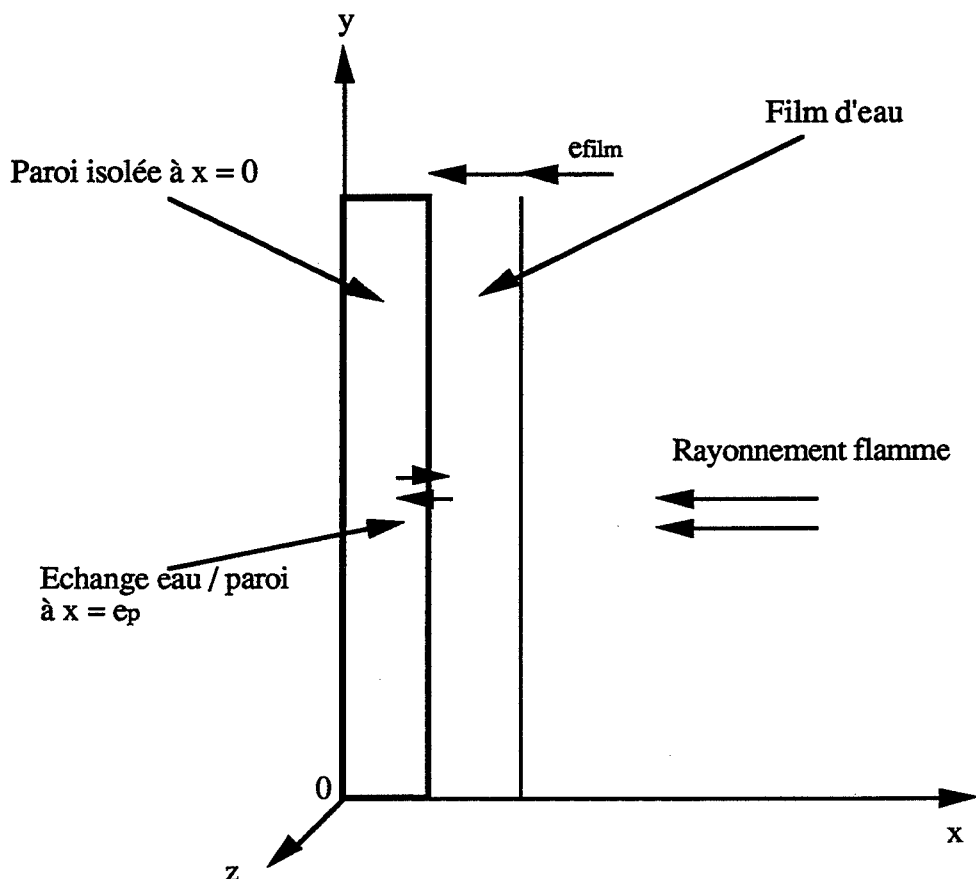
Néanmoins, il est tout à fait possible de modifier cette configuration en introduisant un terme de transfert interne qui permettrait de prendre en compte la présence d'un fluide à l'état liquide ou gazeux au contact de cette paroi.

Outre la modélisation du flux thermique produit par les flammes, la mise en équations d'un tel système comporte deux modules distincts qui sont d'une part, le film d'eau ruisselant sur la face externe de la paroi et qui reçoit du rayonnement sur sa surface libre, et d'autre part, la paroi elle-même qui accumule de la chaleur au cours du temps.

Le schéma suivant montre qu'au niveau de la paroi, il faut prendre en compte deux sources de chaleur qui sont à l'origine des transferts:

-Le rayonnement qui n'a pas été absorbé par le film d'eau (en référence à l'étude proposée par LEV et STRACHAN [53])

-La convection forcée qui s'établit entre l'eau et la paroi du fait de l'écoulement et de l'élévation de température du film dans le temps.



a./ Notations utilisées

Dans tout ce chapitre, pour définir les paramètres utilisés, nous utilisons les notations suivantes:

-t	temps	(s)
-x	coordonnée spatiale selon l'épaisseur	(m)
-y	coordonnée spatiale selon le sens de l'écoulement	(m)
-z	coordonnée spatiale selon la largeur de l'écoulement	(m)
-e _p	épaisseur de la paroi selon Ox	(m)
-e _{film}	épaisseur du film d'eau selon Ox	(m)
-T _e	température du film ruisselant	(K)
-T _p	température de la paroi	(K)
-T _f	température de rayonnement des flammes	(K)

- λ_p	conductivité thermique de la paroi	(W / m.K)
- ρ_p	masse volumique de la paroi	(kg / m ³)
- C_p	chaleur spécifique de la paroi	(J / kg.K)
- $a_p = \frac{\lambda_p}{\rho_p C_p}$	diffusivité thermique de la paroi	(m ² / s)
- λ_e	conductivité thermique de l'eau	(W / m.K)
- ρ_e	masse volumique de l'eau	(kg / m ³)
- C_e	chaleur spécifique de l'eau	(J / kg.K)
- μ_e	viscosité dynamique de l'eau	(Pa.s)
- L_v	chaleur latente de vaporisation de l'eau	(J / kg)
- H_{p-e}	coefficient de transfert convectif eau / paroi	(W / m ² .K)
- \dot{D}	débit de ruissellement	(kg / s)
- $\dot{\gamma}$	débit d'eau évaporée par unité de surface	(kg / m ² .s)
- u	vitesse moyenne de l'écoulement	(m / s)
- α_e	coefficient d'absorption de l'eau	
- Ψ	coefficient de rayonnement flamme / récepteur	
- F_{f-r}	facteur de forme géométrique entre la flamme et le récepteur	
ϵ_f	émissivité de la flamme	
ϵ_r	émissivité du récepteur	($\epsilon_r \approx 0,9$ dans le cas de la paroi [56])
S_f	surface externe de la flamme	
S_r	surface du récepteur exposée à la flamme.	

b./ Modèle de rayonnement des flammes

Après avoir exprimé la chaleur émise par les brûleurs utilisés pour nos expériences à l'aide de la loi de Stefan, nous déterminons la proportion de rayonnement captée par la surface libre du film d'eau en supposant le rayonnement homogène.

Pour cela, nous introduisons la notion de coefficient de rayonnement (GIBERT [55]), qui permet d'estimer le flux net échangé entre deux "surfaces réelles". Cette formulation prend en compte l'échange de chaleur qui s'effectue entre ces deux surfaces et tient compte non seulement de la géométrie du système, mais aussi des pouvoirs émissifs de la source et du récepteur.

Il s'exprime sous la forme:

$$\Psi = \frac{1}{\frac{1}{F_{f-r}} + \frac{1-\epsilon_f}{\epsilon_f} + \frac{(1-\epsilon_r) S_f}{\epsilon_r S_r}}$$

F_{f-r} correspond quant à lui au facteur de forme géométrique entre les deux surfaces.

Pour le calcul de F_{f-r} nous utilisons la relation (ROHSENOW, HARTNETT et GANIC [56]):

$$F_{f-r} = \frac{1}{S_f} \int_{S_f} \int_{S_r} \frac{\cos(i_f) \cdot \cos(i_r)}{\pi \cdot r^2} dS_f dS_r$$

avec i_f angle d'émission par rapport à la normale de l'émetteur

i_r angle de réception par rapport à la normale du récepteur.

Si la flamme lèche le récepteur de manière homogène et si l'émission et la réception sont perpendiculaires aux surfaces correspondantes, on obtient $F_{f-r} \approx 1$.

Les flux de chaleur transmis au système récepteur { paroi + film ruisselant } sont:

$\alpha_e \Psi \sigma (T_f^4 - T_e^4)$ flux absorbé par le film d'eau en W / m^2

$(1 - \alpha_e) \Psi \sigma (T_f^4 - T_p^4)$ flux arrivant sur la face externe de la paroi et non absorbé par l'eau.

Il existe d'autres formulations plus complexes qui modélisent le comportement des flammes. En particulier HOFTIJZER [57] propose un modèle de rayonnement provoqué par la combustion d'hydrocarbures répandus sur le sol. CROCKER et NAPIER [58] se sont penchés sur les flammes rayonnant en jet.

Mais dans tous les modèles proposés, les paramètres extérieurs (température et humidité relative de l'air ambiant, vitesse du vent...) interviennent sur le comportement du modèle et ne permettent pas de caractériser un feu standard. Il serait certes intéressant de pouvoir approfondir cette partie et de proposer des simulations avec différents types d'incendie: feu de nappe d'hydrocarbure, jet de flammes provenant de la rupture d'une canalisation, rayonnement d'une boule de feu...

Nous préférons nous placer dans des conditions telles que le rayonnement soit maximum, de manière à obtenir les conditions les plus conservatives du point de vue sécurité.

c./ Transferts thermiques dans la paroi

Le bilan thermique sans création de chaleur au sein de la paroi, s'exprime sous la forme:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = a_p \cdot \Delta \overrightarrow{T_p}$$

avec

$$\Delta \overrightarrow{T_p} = \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} : \text{Laplacien de } T_p$$

T_p étant une fonction de x, y, z et t .

Nous supposons que les phénomènes de bords sont négligés. Dans ces conditions, il existe une invariance par rapport à l'axe Oz et le problème devient bi-dimensionnel.

L'équation à résoudre est donc:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = a_p \cdot \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} \right)$$

avec comme conditions aux limites:

$$\text{à } t = 0 \quad T_p(x, y, 0) = T_{\text{initiale}} = C^{\text{ste}}$$

$$\text{à } x = 0 \quad \frac{\partial T_p}{\partial x} = 0 \quad (\text{face arrière isolée}).$$

$$\text{à } x = e_p \quad (1 - \alpha_e) \Psi \sigma (T_f^4 - T_p^4) + H_{p-e} (T_e - T_p) = \lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x}$$

Remarque: Comme nous le précisons ci-dessous, vu la faible épaisseur d'eau obtenue dans la plage de débits utilisés, la température du film ruisselant n'est fonction que du temps et de la position par rapport au sommet du support (axe Oy).

d./ Evolution hydrodynamique et thermique du film ruisselant

Nous avons montré dans les premières expériences, que l'écoulement répondait globalement aux caractéristiques laminaires. La vitesse de l'écoulement est alors parallèle à l'axe Oy.

Dans ces conditions, le comportement du film ruisselant est régi par une équation où intervient un terme de transport, soit:

$$\rho_e C_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial t} + u \frac{\partial T_e}{\partial y} \right) = \lambda_e \left(\frac{\partial^2 T_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_e}{\partial z^2} \right) + \mu_e \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2$$

Hypothèses simplificatrices

L'écoulement étant laminaire, nous négligeons les termes de dissipation visqueuse; soit:

$$\mu_e \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 = 0$$

Si les phénomènes de bords sont négligés, il n'existe pas de conduction selon l'axe Oz; soit:

$$\lambda_e \frac{\partial^2 T_e}{\partial z^2} = 0$$

Nous utilisons une hypothèse simplificatrice supplémentaire: la conduction au sein du film ruisselant est négligeable devant le terme de transport; soit:

$$\lambda_e \frac{\partial^2 T_e}{\partial y^2} \ll \rho_e C_e u \frac{\partial T_e}{\partial y}$$

Dans ces conditions, pour le transfert de chaleur au niveau du film, nous utilisons la vitesse moyenne de l'écoulement.

Pour estimer l'échange convectif entre la paroi et le film ruisselant, nous utilisons la corrélation de McAdams (JAKOB [59]).

Cette corrélation relie le coefficient de transfert pariétal au débit de ruissellement par la relation:

$$H_{p-e} = 9144,2 \cdot \dot{D}^{0,333}$$

Cette formulation s'applique pour le cas de l'eau, en régime d'écoulement laminaire, et donne des valeurs du coefficient très élevées (supérieures à 1500 W / m².K dans notre plage de débits).

La température du film T_e n'est alors fonction que de y et du temps.

Dans ces conditions, l'équation au niveau du film ruisselant est de la forme:

$$\rho_e C_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial t} + u \frac{\partial T_e}{\partial y} \right) = \lambda_e \left(\frac{\partial^2 T_e}{\partial x^2} \right)$$

Avec comme conditions aux limites:

$$\text{à } x = e_{\text{film}} \quad \lambda_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial x} \right) = \alpha_e \Psi \sigma (T_f^4 - T_e^4) - \dot{\gamma} L_v$$

$$\text{à } x = e_p \quad \lambda_e \left(\frac{\partial T_e}{\partial x} \right) = H_{p-e} (T_e - T_p)$$

Cette équation n'est valable que jusqu'à 100 °C (373 K). A partir de cette température, elle se simplifie pour donner:

$$\dot{\gamma} L_v = \alpha_e \Psi \sigma (T_f^4 - 373^4) - H_{p-e} (373 - T_p)$$

e./ Modèle d'évaporation pour une température du film inférieure à 100 °C

Nous n'avons pas connaissance d'étude concernant l'évaporation d'un film ruisselant, lorsque celui-ci est soumis au rayonnement de flammes qui balaient sa surface libre.

Nous utilisons, pour construire notre modèle, les corrélations établies pour le cas d'un liquide dont la surface libre est balayée par un courant d'air (INCROPERA et DEWITT [60]).

En posant:	C_s	fraction molaire de la vapeur d'eau à la surface libre du film (mol / m ³)
	C_∞	fraction molaire de la vapeur d'eau dans le courant d'air (mol / m ³)
	ρ_s	masse volumique de la vapeur d'eau à la surface libre du film (kg / m ³)
	ρ_∞	masse volumique de la vapeur dans le courant d'air (kg / m ³)
	H_m	coefficient de transfert de matière (m / s).

Le flux molaire d'évaporation a pour expression:

$$J = H_m (C_s - C_\infty) \quad (\text{mol} / \text{m}^2.\text{s})$$

Le flux massique d'évaporation s'exprime dans ce cas sous la forme:

$$\dot{\gamma} = H_m (\rho_s - \rho_\infty) \quad (\text{kg} / \text{m}^2.\text{s})$$

Dans le cas d'un écoulement laminaire stationnaire, le coefficient de transfert de matière moyen sur une longueur L est de la forme:

$$H_m = \frac{Sh D_{H_2O}}{L} = \frac{D_{H_2O}}{L} 0,662 Re^{0,5} Sc^{0,333} \quad (m/s)$$

avec

Sh nombre de Sherwood caractérisant le transfert de matière (adimensionnel)

$Re = \frac{v_b L}{\nu_{air}}$ nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement (adimensionnel)

$Sc = \frac{\nu_{air}}{D_{H_2O}}$ nombre de Schmidt (adimensionnel)

L longueur caractéristique de l'écoulement (m)

D_{H_2O} coefficient de diffusion de la vapeur d'eau dans l'air (m^2/s)

ν_{air} viscosité cinématique de l'air (m^2/s)

v_b vitesse de balayage à l'interface eau / air \approx vitesse du courant d'air (m/s)

Hypothèses retenues pour appliquer cette corrélation à notre cas:

-La flamme est assimilée à un gaz parfait.

-La vitesse de balayage correspond à la somme en valeur absolue de la vitesse du film ruisselant et de la vitesse de propagation de la flamme ($\approx 0,4 m/s$ pour une flamme de propane), ces deux vitesses étant opposées.

$$v_b = |v_{flamme}| + |v_{film}|$$

-La longueur caractéristique de l'écoulement correspond à la longueur d'écoulement c'est-à-dire à la longueur d'exposition aux flammes.

-Si la flamme est assimilée à de l'air chaud, le coefficient de diffusion D_{H_2O} peut être obtenu grâce à la corrélation de Schirmer:

$$D_{H_2O} = \frac{2,26 \cdot 10^{-5}}{P} \left(\frac{T_{air}}{273} \right)^{1,81} \quad (m^2/s)$$

où P est la pression dans le courant d'air (\approx pression atmosphérique) exprimée en **bars** et T est la température correspondante exprimée en **Kelvin**.

En considérant ces hypothèses, les caractéristiques thermiques de la flamme (si $v_f \approx v_{air}$) et le coefficient de diffusion de l'eau dans la flamme, sont des paramètres constants dans nos expériences.

Dans ces conditions, le coefficient H_m peut s'exprimer sous la forme:

$$\dot{H}_m = 0,662 \left(\frac{v_b}{L} \right)^{0,5} (v_f)^{-0,1666} (D_{H_2O})^{0,666} = K1 \left(\frac{v_b}{L} \right)^{0,5} \quad (m/s)$$

$K1$ étant une constante dimensionnée $(m/s^{0,5})$.

Le flux massique d'évaporation a pour expression:

$$\dot{\gamma} = K1 \left(\frac{v_b}{L} \right)^{0,5} (\rho_s - \rho_\infty) \quad (kg/m^2.s)$$

La flamme et la vapeur d'eau sont assimilées à des gaz parfaits.

En posant:

R constante des gaz parfaits

M_{H_2O} masse molaire de l'eau $(= 18.10^{-3} \text{ kg/mole})$

$$r = \frac{M_{H_2O}}{R}$$

$P_{sat}(T_e)$ tension de vapeur de l'eau, (fonction de la température du film) (Pa)

P_{atm} pression atmosphérique (Pa)

P_{H_2O} pression partielle de la vapeur d'eau dans la flamme (Pa)

$\frac{n_{H_2O}}{n_f}$ rapport entre le nombre de molécules d'eau et nombre de molécules total dans la

flamme $\approx 0,1$ si la combustion du propane est stoechiométrique ([61]),

les masses volumiques ont pour expression

$$\rho_s = \frac{P_{sat}(T_e)}{r T_e} \quad \text{et} \quad \rho_\infty = \frac{n_{H_2O}}{n_f} \frac{P_{atm}}{r T_f} \approx 0,1 \frac{P_{atm}}{r T_f}$$

Le flux d'évaporation peut s'écrire sous la forme:

$$\dot{\gamma} = K1 \left(\frac{v_b}{L} \right)^{0,5} \left(\frac{P_{sat}(T_e)}{r T_e} - 0,1 \frac{P_{atm}}{r T_f} \right) \quad (kg/m^2.s)$$

Pour déterminer la tension de vapeur à la surface libre du film en fonction de sa température, nous utilisons la corrélation de DAUBERT et DANNER [62]:

$$P_{sat}(T_e) = \exp \left[72,55 - \frac{7206,7}{T_e} - 7,1385 \cdot \ln(T_e) + 4,046 \cdot 10^{-6} \cdot T_e^2 \right]$$

elle donne la pression en **Pascal** si la température est exprimée en **Kelvin**.

$K1 = 0,662 (v_f)^{-0,1666} (D_{H_2O})^{0,666} \approx 0,011$ si la flamme est assimilée à de l'air.

f./ Méthode de résolution du système d'équations

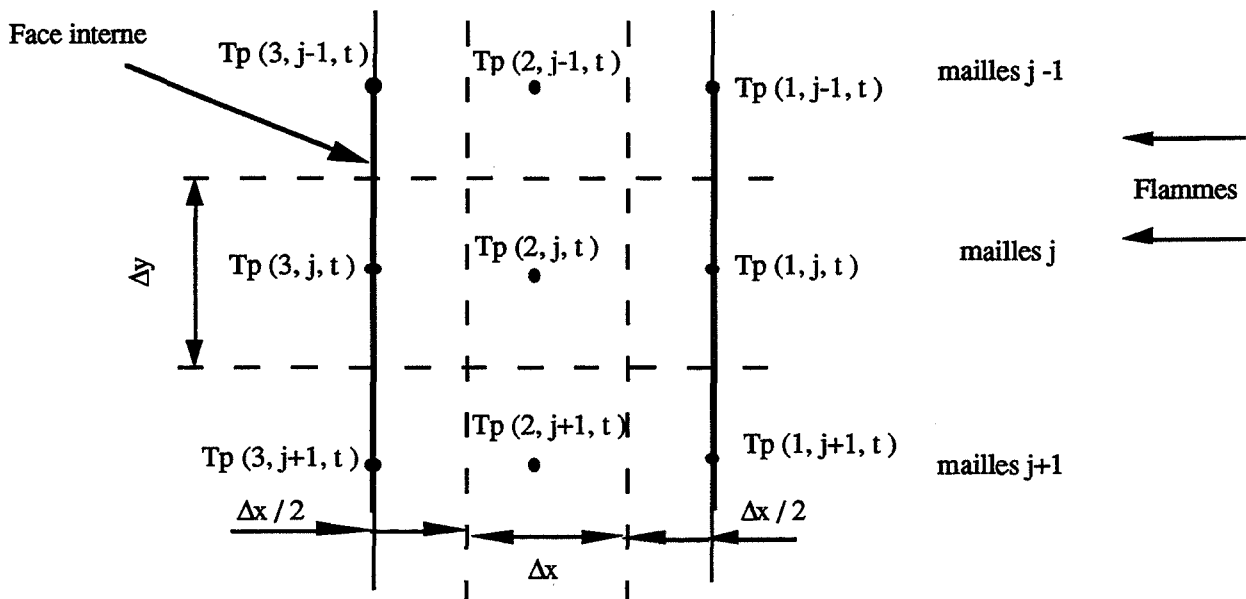
Dans un tel système, les solutions analytiques, si elles existent, ne sont pas explicites et sont donc difficiles à manipuler.

Aussi nous préférons utiliser la méthode numérique des différences finies explicites (WHITAKER [63]) qui présente l'avantage supplémentaire pour l'utilisateur de pouvoir modifier facilement la géométrie modélisée.

Connaissant les conditions initiales du système nous pouvons ainsi déterminer de proche en proche, l'évolution des températures et des différents paramètres, en fonction du temps, de la géométrie et des conditions de feu.

La paroi est alors discrétisée comme le montre le schéma suivant:

Indices de mailles selon Oy :



Cette discrétisation est présentée verticalement, mais, en réalité, la paroi est inclinée.

La température de chaque noeud de la paroi a pour expression $T_p(i, j, t)$.

Δx représente l'épaisseur de chaque maille interne (selon l'axe Ox).

$\Delta x / 2$ représente l'épaisseur de chaque maille périphérique (selon Ox).

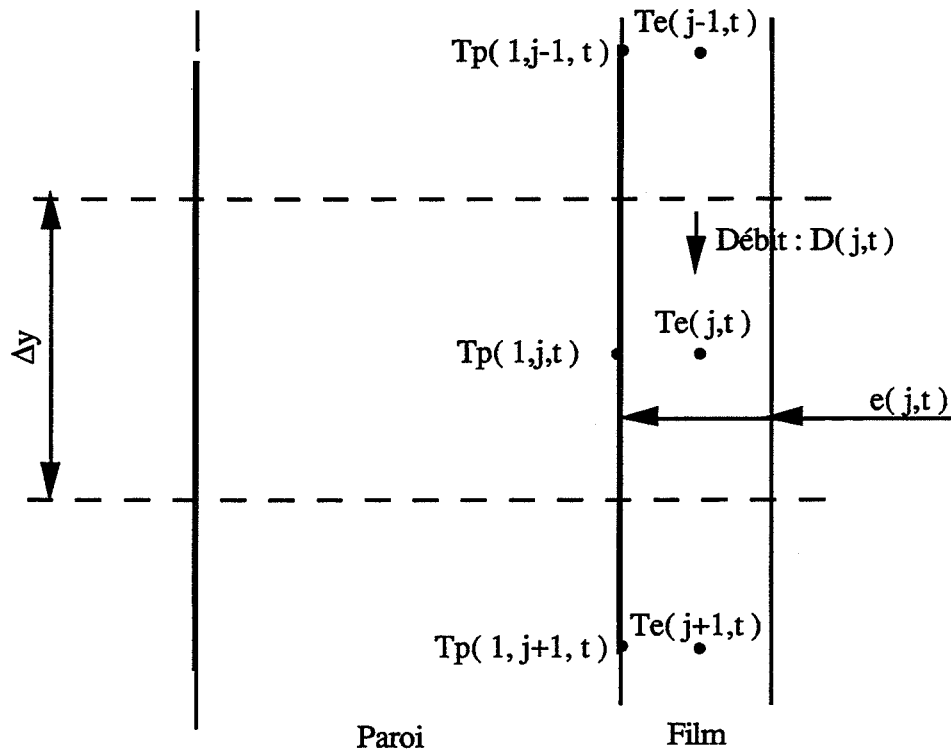
Dans ces conditions, nous obtenons $\Delta x = e_p / 2$.

Δy représente la hauteur de chaque maille.

Il est à noter que selon l'axe Oz, on considère une largeur de maille unitaire.

Δt correspond au pas de temps pour la discrétisation.

Le film ruisselant est, quant à lui, discrétisé de la manière suivante:



La température du film n'est fonction que de la position par rapport à l'axe Oy , étant donné que l'on néglige tout gradient dans le sens de l'épaisseur. On a donc:

- $T_e(j, t)$ température du film dans la maille j
 $e(j, t)$ épaisseur du film correspondant
 $D(j, t)$ débit initial (sans évaporation) dans cette maille.

Avec comme condition initiale:

$$\text{-pour } j = 1 \quad T_e(1, t) = C^{ste} \text{ température initiale d'arrosage indépendante de } t$$

En considérant que la température $T_p(i, j, t)$ est constante au sein d'une maille $(\Delta x; \Delta y)$ pendant le pas de temps Δt , nous pouvons linéariser les expressions différentielles au moyen d'approximations du premier ordre, comme le propose Whitaker (détails des approximations en annexe III).

En posant:

$$M = \frac{\Delta x^2}{a_p \cdot \Delta t} \quad \text{et} \quad M' = \frac{\Delta y^2}{a_p \cdot \Delta t}$$

Nous obtenons pour chaque maille de la paroi:

*Noeud externe: maille périphérique exposée au rayonnement et à la convection avec le film d'eau

$$\frac{M}{2} [T_p(1,j,t+\Delta t) - T_p(1,j,t)] = [T_p(2,j,t) - T_p(1,j,t)] + \frac{\Delta x}{\lambda_p} (H_{p-e} [T_e(j,t) - T_p(1,j,t)] + (1-\alpha_e)\Psi\sigma(T_f^4 - T_p^4))$$

Hypothèse simplificatrice: La conduction selon l'axe Oy est négligée pour toutes les mailles périphériques.

Le critère de convergence de cette équation linéaire est, (OZISIK [64]):

$$M \geq 2 + \frac{H_{p-e} \Delta x}{\lambda_p}$$

*Noeud intermédiaire (maille interne avec transfert conductif bi-dimensionnel pur)

$$[T_p(2,j,t+\Delta t) - T_p(2,j,t)] = \frac{1}{M} [T_p(1,j,t) + T_p(3,j,t) - 2T_p(2,j,t)] + \frac{1}{M'} [T_p(2,j-1,t) + T_p(2,j+1,t) - 2T_p(2,j,t)]$$

*Noeud interne (face adiabatique)

$$[T_p(3,j,t+\Delta t) - T_p(3,j,t)] = \frac{2}{M} [T_p(2,j,t) - T_p(3,j,t)] + \frac{2}{M'} [T_p(3,j-1,t) + T_p(3,j+1,t) - 2T_p(3,j,t)]$$

Pour ces deux types de noeuds, les critères de convergence sont :

$$M \geq 4 \quad \text{et} \quad M' \geq 4$$

Nous utilisons une hypothèse simplificatrice très intéressante qui permet d'obtenir une convergence rapide des résultats sans utiliser des pas de temps et d'espace trop faibles.

En effet, si nous négligeons les termes de conduction selon l'axe Oy, au niveau des mailles externes, le critère de convergence de cette méthode numérique est beaucoup moins contraignant.

Dans le cas contraire, la vitesse moyenne du film ruisselant interviendrait également.

Remarques: -Nous choisissons de décomposer la paroi en trois zones dans le sens de l'épaisseur de manière à obtenir une bonne précision dans le temps ($\Delta t < 1$ seconde). Une simulation faisant intervenir six noeuds, donne sensiblement les mêmes résultats.

-Le maillage selon l'axe Oy dépend essentiellement du film ruisselant, aussi nous fixons Δy par rapport au comportement du film d'eau (méthode exposée ultérieurement). A partir du moment où $\Delta y > \Delta x$, nous avons $M' > M$ et nous réduisons le nombre de critères de convergence à deux:

$$M = \frac{\Delta x^2}{a_p \cdot \Delta t} \geq 4 \quad \text{et} \quad M = \frac{\Delta x^2}{a_p \cdot \Delta t} \geq 2 + \frac{H_{p-e} \Delta x}{\lambda_p}$$

De la même manière que pour la paroi, nous linéarisons l'équation obtenue pour le film d'eau, ce qui nous permet d'obtenir pour chaque maille de dimensions ($e(j,t) ; \Delta y$), une expression de la température à l'instant $t+\Delta t$:

*Pour $T_e(j,t) \leq 100^\circ\text{C}$ (373 .K)

$$\frac{\rho_e \cdot c_e \cdot e(j,t)}{\Delta t} [T_e(j,t+\Delta t) - T_e(j,t)] = H_{p-e} [T_p(1,j,t) - T_e(j,t)] + \alpha_e \cdot \Psi \cdot \sigma (T_f^4 - T_e^4) - \dot{\gamma} \cdot L_v - \frac{\rho_e \cdot c_e \cdot e(j,t) \cdot \bar{v}(j,t)}{2 \cdot \Delta y} [T_e(j+1,t) - T_e(j-1,t)]$$

*Pour $T_e(j,t) = 100^\circ\text{C}$ (373 K)

$$\dot{\gamma} L_v = H_{p-e} [T_p(1,j,t) - 373] + \alpha_e \Psi \sigma (T_f^4 - 373^4)$$

L'inconnue devient alors, non plus la température du film ruisselant (supposée maintenue à 100°C), mais le flux d'évaporation et, par conséquent, le débit au niveau de chaque maille.

Nous constatons que la première équation donne des résultats convergents si le rapport $\frac{\bar{v}(j,t)}{2 \Delta y}$

est petit devant Δt (dans toutes les simulations, nous le considérons inférieur à $0,1\Delta t$).

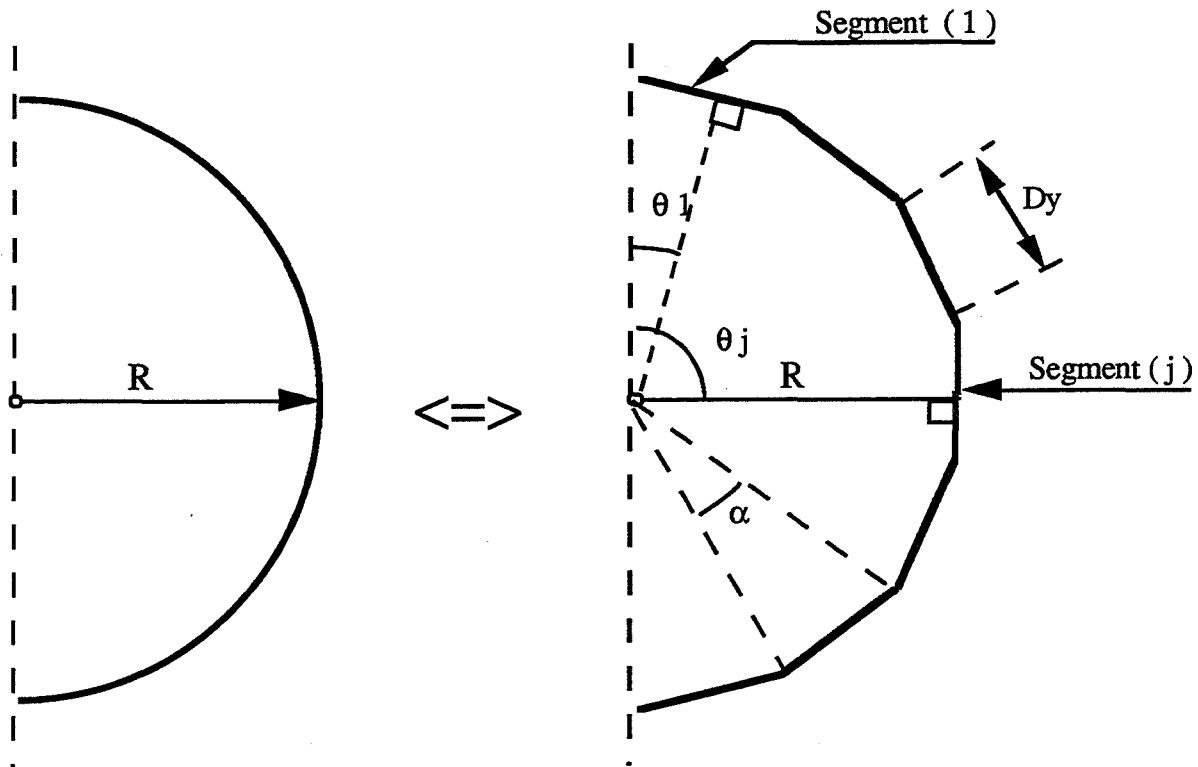
D'après ces trois critères de convergence, nous effectuons une première série de simulations avec les paramètres correspondant à nos conditions expérimentales, pour déterminer la valeur minimale Δy à partir de laquelle les résultats concernant le film d'eau sont stables.

Pour un débit normalisé à $2,5 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min}$. et des flammes rayonnant à 850°C sur un plan vertical de longueur $L = 1$ mètre, nous obtenons:

$$\Delta y \approx 5 \text{ centimètres pour } \Delta t \approx 0,05 \text{ seconde.}$$

2. Modèle de ruissellement sur un cylindre horizontal

Pour modéliser l'évolution du film ruisselant sur un support cylindrique horizontal, ainsi que le comportement thermique de la paroi, nous utilisons un artifice qui consiste à décomposer la paroi en une suite de segments plans tangents tout autour de l'enveloppe:



Le nombre de segments et, par conséquent, leur longueur Dy dépend de la précision que l'on souhaite pour la modélisation des transferts.

a./ Modélisation de l'écoulement

Nous appliquons sur chaque segment les formules établies de ruissellement pour le cas des parois planes inclinées, en définissant chaque plan élémentaire comme suit:

- Plan (j) associé au segment (j)
- $S(j) = Dy.b$ surface correspondante au plan (j)
- θ_j inclinaison de la normale au plan (j), par rapport à l'axe vertical du cylindre;
angle correspondant également à l'inclinaison du plan (j) par rapport à l'horizontale

- b largeur d'écoulement
 R rayon du cylindre modélisé.

Nous considérons une symétrie d'écoulement sur les différents segments, par rapport au plan équatorial du cylindre. Ceci implique que chaque segment repéré par l'angle $(\pi - \theta_j)$ possède les mêmes caractéristiques que son symétrique repéré par l'angle θ_j .

En imposant un débit \dot{D} de ruissellement exprimé en kg / s, on obtient sur chaque élément (j) :

$$e(j) = \left[\frac{3 \cdot \mu \cdot \dot{D}}{\rho^2 g \sin(\theta_j) b} \right]^{0,333} \quad \text{épaisseur locale du film} \quad (\text{m})$$

$$u(j) = \frac{g e(j)^2 \sin(\theta_j)}{3 \nu} \quad \text{vitesse moyenne locale du film} \quad (\text{m/s}).$$

Dans tous les cas, la longueur d'écoulement sur le plan (j) s'exprime sous la forme:

$$Dy = R \alpha$$

où α représente l'angle au centre formé par les deux extrémités de chaque segment.

Dans la modélisation proposée, c'est cet angle qui est utilisé pour fixer le nombre de découpages.

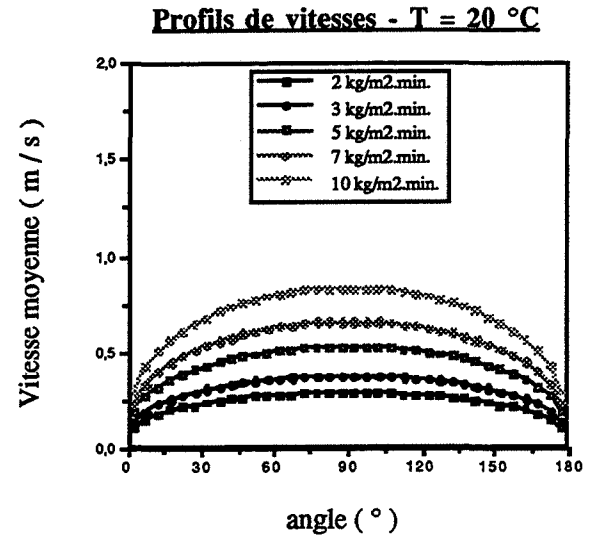
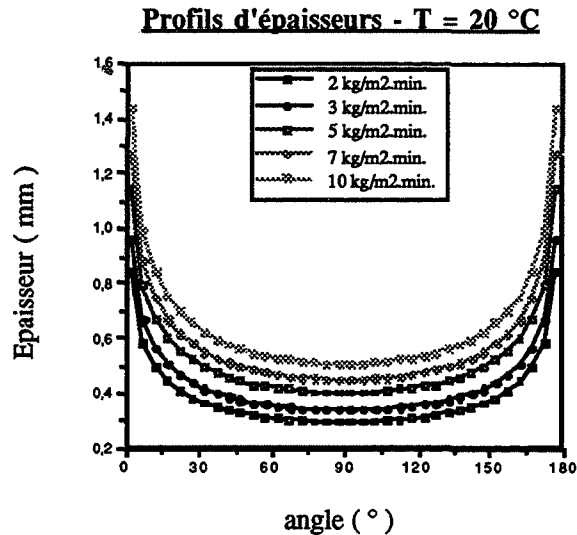
Il est à noter que la fonction $e(j)$ n'est pas définie pour les angles $\theta = 0^\circ$ et $\theta = 180^\circ$; c'est pourquoi les premier et dernier segments ne sont pas horizontaux.

Nous calculons les valeurs $\theta(j)$ par la formule:

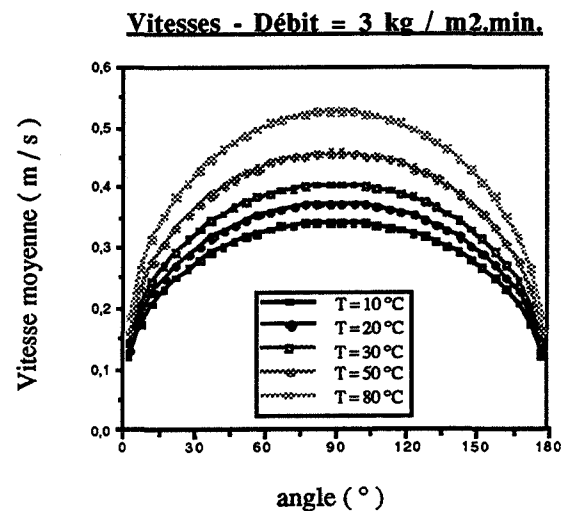
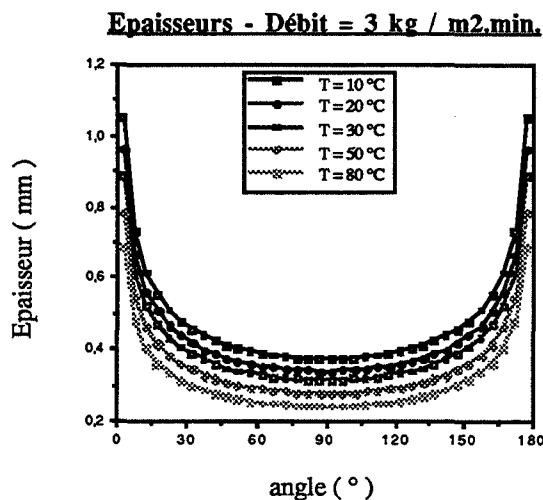
$$\theta(j) = (j - 0,5) \cdot \alpha$$

Les graphes suivants, présentent les profils d'épaisseur et de vitesse moyenne en fonction du débit imposé, obtenus sur un cylindre horizontal de caractéristiques:

- rayon du cylindre $R = 0,8 \text{ m}$
- largeur du cylindre $b = 1 \text{ m}$
- Température du film ruisselant $T_e = 20^\circ \text{C}$



De même, nous imposons différentes températures d'écoulement, avec un débit = $3\text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$, pour mettre en évidence l'influence de ce paramètre (la variation de température impose une variation de viscosité de l'eau):



La valeur de α n'a aucune influence sur les résultats concernant l'écoulement dans la mesure où sur l'intervalle d'angles $] 0^{\circ} ; 180^{\circ} [$ les fonctions vitesse et épaisseur sont définies et continues. Il suffit simplement de s'assurer que les premier et dernier segments utilisés ne sont pas horizontaux.

Ce modèle, symétrique par rapport au plan équatorial du cylindre, n'est cependant pas représentatif de la réalité physique.

Nous savons que, sur toute la partie inférieure de la paroi ($\theta_j > 90^{\circ}$), l'écoulement ne peut plus répondre aux hypothèses de Nusselt.

Il serait alors plus juste de prendre en considération les forces de cohésion (dues à la tension superficielle entre le film ruisselant et son support) qui permettent de maintenir l'eau au contact de la paroi.

Mais la modélisation d'un tel phénomène physique n'est pas simple car elle dépend de paramètres non maîtrisés tels que l'état de surface de l'enveloppe (présence d'une couche de peinture, corrosion superficielle...).

De nombreuses observations au niveau du comportement du film, nous prouvent que l'eau s'écoule quasiment sans perturbation jusqu'à la partie inférieure de notre réservoir et ce, pour des débits pouvant atteindre $7 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min}.$ Au-delà, des gouttelettes commencent à se détacher et l'on peut observer un goutte à goutte aléatoire, qui se superpose au ruissellement sans toutefois le rompre.

De plus, si l'on considère les forces de cohésion, celles-ci tendent à ralentir l'écoulement. La vitesse moyenne se trouve diminuée et, le temps d'exposition au rayonnement est plus important.

Ceci peut donc conduire à une augmentation de l'effet protecteur de l'arrosage.

Pour cela, nous adoptons donc le modèle que nous avons exposé précédemment qui, bien que plus simpliste, modélise l'écoulement d'une manière plus contraignante.

b./ Modélisation des transferts

La paroi du cylindre est discrétisée de la même manière que pour le modèle plan, à ceci près que, nous introduisons une deuxième possibilité, au niveau de la face non exposée.

Nous considérons deux types de conditions aux limites qui sont:

-Face interne adiabatiquement isolée; ce qui donne des résultats majorants par rapport à une paroi en contact avec une phase gazeuse.

-Face interne en contact avec de l'eau; hypothèse qui se rapproche plus de nos conditions expérimentales pour le cas du stockage rempli d'eau.

Si cette face est au contact de l'eau, le bilan thermique à l'interface correspondante s'écrit:

$$\text{à } x = 0 \quad \lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x} = H (T_p - T_{\text{int}})$$

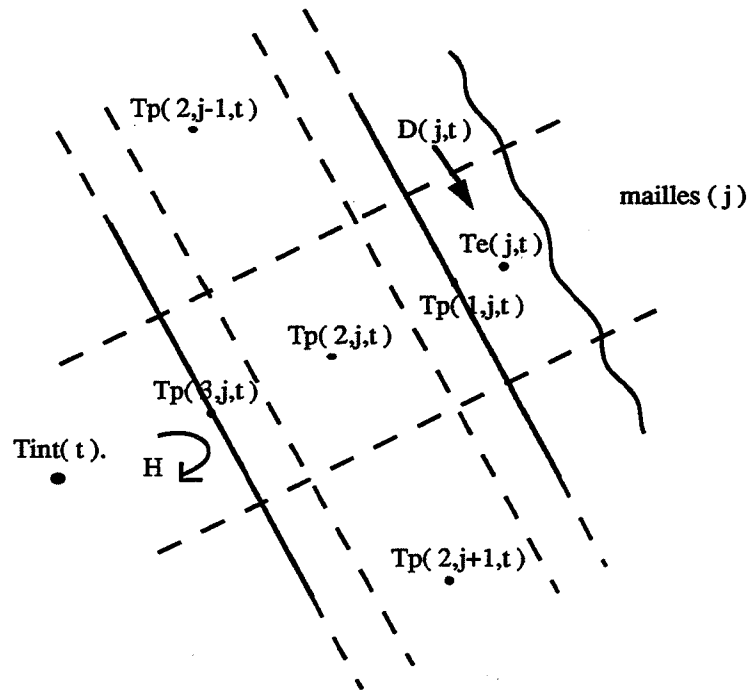
avec:

x coordonnée selon l'épaisseur

H coefficient de transfert convectif paroi / eau stockée

T_{int} température interne du stockage.

La discrétisation s'effectue selon le schéma suivant:



La maille indiquée j est repérée sur le cylindre avec l'angle θ_j par rapport à la verticale.

Sur cette maille, le débit $D(j,t)$ est calculé d'après les formules d'écoulement en ayant retiré par rapport au débit initial imposé au sommet, la quantité évaporée. Ce débit varie ainsi selon la position de chaque maille et en fonction du temps.

Pour une simulation avec la face interne isolée, les équations obtenues sont les mêmes que pour le cas du plan.

Dans le cas de la présence d'un liquide au contact de la paroi, la modélisation n'est pas d'une approche simple.

VENART [27], qui a étudié expérimentalement le comportement de fluides frigorigènes, a montré qu'il existe des gradients de température, ainsi que des mouvements de convection, depuis les parois jusqu'au coeur du liquide. Ces mouvements créent des isothermes dont la géométrie dépend des conditions de stockage (taux de remplissage, dimensions du réservoir...).

Cependant, ces phénomènes restent difficiles à quantifier. Aussi nous préférons considérer une température homogène pour la phase liquide T_{int} qui est uniquement fonction du temps (et ce, bien que nous ayons constaté un écart de 5 °C maximum dans le réservoir).

A l'interface paroi interne / liquide, l'équation discrétisée s'écrit alors:

$$\frac{M}{2} [T_p(3,j,t+\Delta t) - T_p(3,j,t)] = [T_p(2,j,t) - T_p(3,j,t)] + \frac{H \cdot \Delta x}{\lambda_p} [T_{int}(t) - T_p(3,j,t)]$$

Les notations utilisées sont identiques à celles du modèle plan.

Détermination du coefficient d'échange entre la paroi et le liquide

Paramètres utilisés:

λ_{intl}	conductivité thermique du liquide	(W / m.K)
ρ_{intl}	masse volumique du liquide	(kg / m ³)
C_{intl}	chaleur spécifique du liquide	(J / kg.K)
μ_{intl}	viscosité dynamique du liquide	(Pa.s)
β	coefficient d'expansion thermique du liquide	
σ_{int}	tension superficielle du liquide	(N / m)
L_{int}	chaleur latente de vaporisation du liquide	(J / kg)
T_{int}	température du liquide	(K)
T_{sat}	température de saturation du liquide	(K)
λ_{intv}	conductivité thermique de la vapeur	(W / m.K)
ρ_{intv}	masse volumique de la vapeur	(kg / m ³)
T_r	température réduite du fluide	$T_r = \frac{T_p + T_{sat}}{T_{critique}}$
$T_{critique}$	température critique du fluide	
T_p	température moyenne de paroi pour le calcul du transfert au liquide.	

Si le liquide est à une température inférieure à sa température de saturation, l'échange de chaleur s'effectue par **convection naturelle**.

Par la suite, on peut distinguer plusieurs régimes d'ébullition (mis en évidence par Nukiyama [56]) dans le cas d'un échange de chaleur entre un liquide stagnant et une paroi chauffée. Ils sont décrits par la courbe d'ébullition représentant l'évolution de la densité de flux de chaleur en fonction de $(T_p - T_{sat})$, différence entre la température de la paroi et la température de saturation du liquide à la pression à laquelle a lieu cette ébullition.

- Pour de faibles différences de température, le liquide est toujours chauffé par **convection naturelle**. Il existe plusieurs corrélations permettant de déterminer le coefficient de transfert. Nous retenons celle de LAUER [65]:

$$H = 0,13 \lambda_{intl} \left(\frac{\rho_{intl} C_{intl} \beta g (T_p - T_{int})}{\mu_{intl} \lambda_{intl}} \right)^{0,333}$$

- Si la température de la paroi augmente (à pression constante), on atteint un régime d'**ébullition nucléée** (formation de bulles sur les sites de nucléation tels que les cavités de la paroi). Ce type d'ébullition est caractérisé par une augmentation du coefficient de transfert de chaleur, jusqu'à un point maximum correspondant au **flux critique**.

HUNT et RAMSKILL [66] considèrent que le régime d'ébullition nucléée est atteint à partir de $(T_p - T_{sat})_{\approx} 2 \text{ °C}$ dans le cas du propane et proposent la corrélation de BUTTERWORTH et HEWITT [67]:

$$H = 4,5.10^{-5} \frac{(T_p - T_{sat})^3}{T_p - T_{int}} \frac{\lambda_{intl}^{5,1}}{C_{intl}^{2,1}} \frac{1}{L_{int}^2} \frac{1}{\mu_{intl}^2} \left(\frac{g (\rho_{intl} - \rho_{intv})}{\sigma_{int}} \right)^{0,5}$$

Le flux critique a pour expression:

$$\Phi_{crit} = 0,18 \lambda_{intv} \rho_{intv} \left(g \sigma_{int} \frac{(\rho_{intl} - \rho_{intv})}{\rho_{intl}^2} \right)^{0,25} \left(\frac{\rho_{intl}}{\rho_{intl} - \rho_{intv}} \right)^{0,5}$$

- Après un régime de transition instable où un film de vapeur se crée entre la paroi et le liquide, il y a ébullition en " **Film Boiling** ". L'échange s'effectue par conduction à travers ce film et le coefficient de transfert diminue.

A partir de résultats expérimentaux obtenus avec des hydrocarbures, SCIANCE, COLVER et GRAND SHEPCIVICH [68] déterminent l'expression:

$$H = \frac{0,369}{T_p - T_{int}} \left(\frac{g \lambda_{intl} \rho_{intv} (\rho_{intl} - \rho_{intv}) \lambda_{intv}^{2,74} (T_p - T_{sat})^{2,74}}{\mu_{intv} T_r^2} \left(\frac{g (\rho_{intl} - \rho_{intv})}{\sigma_{int}} \right)^{0,37} \right)^{0,267}$$

Au cours de nos expériences avec le cylindre horizontal rempli d'eau, celle-ci n'atteint jamais sa température de saturation. Aussi, le régime de convection naturelle a été retenu pour la modélisation.

Si les conditions de nucléation sont obtenues (par exemple pour le cas d'un stockage sous pression), nous proposons d'utiliser les expressions précédentes.

Rappel des hypothèses pour la modélisation

1./ Rayonnement des flammes et échange de chaleur externe

- Le flux radiatif émis par les flammes, est constant et se calcule par la loi de Stefan avec la température de la surface externe des flammes.
- Le film ruisselant absorbe directement 80 % (coefficient d'absorption de l'eau = 0,8) du flux émis, moyennant un coefficient de rayonnement Ψ .
- L'échange de chaleur paroi / film ruisselant est un régime de convection forcée laminaire.

2./ Transferts thermiques dans la paroi plane inclinée

- La face non exposée aux flammes est adiabatiquement isolée.
- Le transfert par conduction est bi-dimensionnel au coeur de la paroi et monodimensionnel au niveau des mailles externes, pour accélérer la convergence des calculs.

3./ Transferts thermiques dans la paroi cylindrique horizontale

- Le transfert par conduction est également bi-dimensionnel au coeur de la paroi et monodimensionnel au niveau des mailles externes.
- Deux possibilités pour la face non exposée:
 - *Face adiabatiquement isolée
 - *Face en contact avec un liquide.
- Pour ce deuxième cas, la phase liquide est supposée homogène (sa température est uniquement fonction du temps).
- L'échange paroi / liquide stocké s'effectue en régime de convection naturelle.

4./ Comportement énergétique du film ruisselant

- Ecoulement répondant aux caractéristiques laminaires.
- Pour le support cylindrique et à température ambiante, il existe une symétrie d'écoulement par rapport au plan équatorial du cylindre.
- La conduction est négligeable par rapport aux autres termes de transferts.
- L'évaporation à la surface libre du film s'effectue selon une loi de diffusion basée sur un phénomène d'entraînement de la vapeur d'eau.
- La température initiale de l'arrosage est constante.

C.II. VALIDATION DES MODELES PROPOSES

Avant d'utiliser la modélisation proposée pour analyser l'efficacité de la protection par ruissellement sur une paroi adiabatique, nous effectuons une série de comparaisons entre nos résultats expérimentaux et les résultats de simulation obtenus avec les géométries correspondantes.

1. Cas d'une paroi plane inclinée

Le comportement expérimental des parois utilisées, revêtues de laine de verre en face non exposée aux flammes, peut être assimilé au comportement théorique d'une paroi adiabatique.

a./ Comparaison simulation / expériences

Pour effectuer une comparaison, nous utilisons les résultats obtenus sur la plaque n° 3 en considérant que la longueur d'exposition aux flammes est d'environ 1,35 m.

Pour ce cas, les paramètres utilisés sont:

- Longueur d'écoulement = longueur d'exposition aux flammes = 1,35 m
- Epaisseur de la paroi = 6 mm
- Inclinaison du plan = 60° par rapport à l'horizontale
- Conductivité thermique du matériau (acier) = 15 W / m.K
- Chaleur spécifique du matériau = 500 J / kg.K
- Masse volumique de l'acier = 7800 kg / m³
- Température de rayonnement des flammes = 730 °C
- Température initiale du système = 7,5 °C
- Température initiale d'arrosage = 7,5 °C.

Nous effectuons une première série de simulations en fixant la valeur du coefficient de rayonnement $\Psi = 0,9$ (valeur obtenue en utilisant la formule théorique, sans influence de la couche de vapeur d'eau); l'expression du flux massique d'évaporation étant:

$$\dot{\gamma} = 0,01 \left(\frac{v_b}{L} \right)^{0,5} \left(\frac{P_{sat}(T_e)}{r T_e} - 0,1 \frac{P_{atm}}{r T_f} \right)$$

(la flamme est assimilée à de l'air chaud).

Les résultats concernant la température atteinte par le film d'eau et l'évaporation, sont très différents de ceux que nous avons pu observer expérimentalement.

Par exemple, pour un débit de ruissellement imposé de $5 \text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$, la température du film ruisselant devient égale à 100°C en milieu d'écoulement (la température de paroi étant alors légèrement supérieure). De plus, l'évaporation est beaucoup plus importante que celle que nous avons observée expérimentalement.

Avec cette valeur de Ψ , même pour les débits de ruissellement les plus élevés, la température atteinte par le film ruisselant en fin d'écoulement est toujours égale à 100°C et, par conséquent, l'évaporation n'est jamais négligeable.

Toute comparaison est manifestement impossible, avec une telle hypothèse de rayonnement.

Nous décidons alors d'ajuster la valeur du coefficient Ψ de manière à retrouver les températures observées expérimentalement pour le débit de ruissellement précédent ($5 \text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$).

Cela nous conduit à adopter $\Psi = 0,6$ pour une température de rayonnement des flammes constante fixée à 730°C .

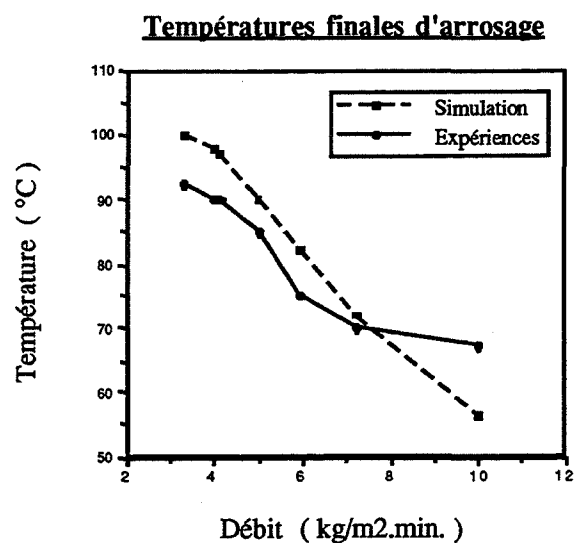
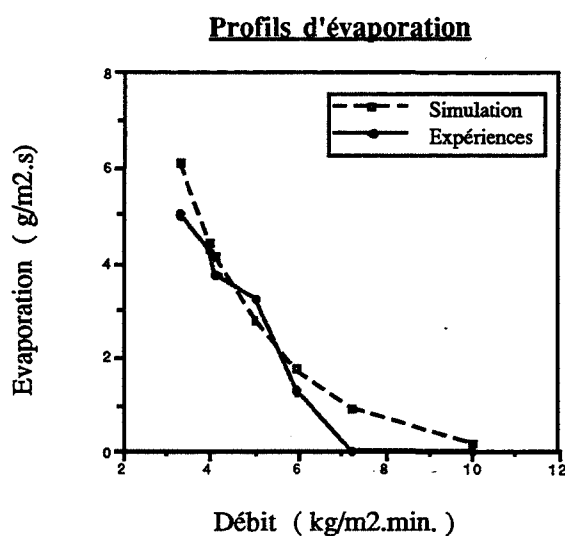
Il est alors nécessaire d'ajuster la valeur de $K1$ à $0,028$ pour retrouver un débit d'évaporation similaire à celui déterminé expérimentalement.

En imposant ces derniers paramètres, les résultats de simulation sont nettement plus satisfaisants sur toute la plage des débits d'arrosage.

Remarque: La simulation considère une largeur d'écoulement $b = 1 \text{ m}$; aussi, pour une meilleure homogénéité, nous présentons les profils d'évaporation avec les unités suivantes:

-Débit initial d'arrosage exprimé en $\text{kg} / \text{m}^2.\text{min.}$

-Débit d'évaporation exprimé en $\text{g} / \text{m}^2.\text{s.}$



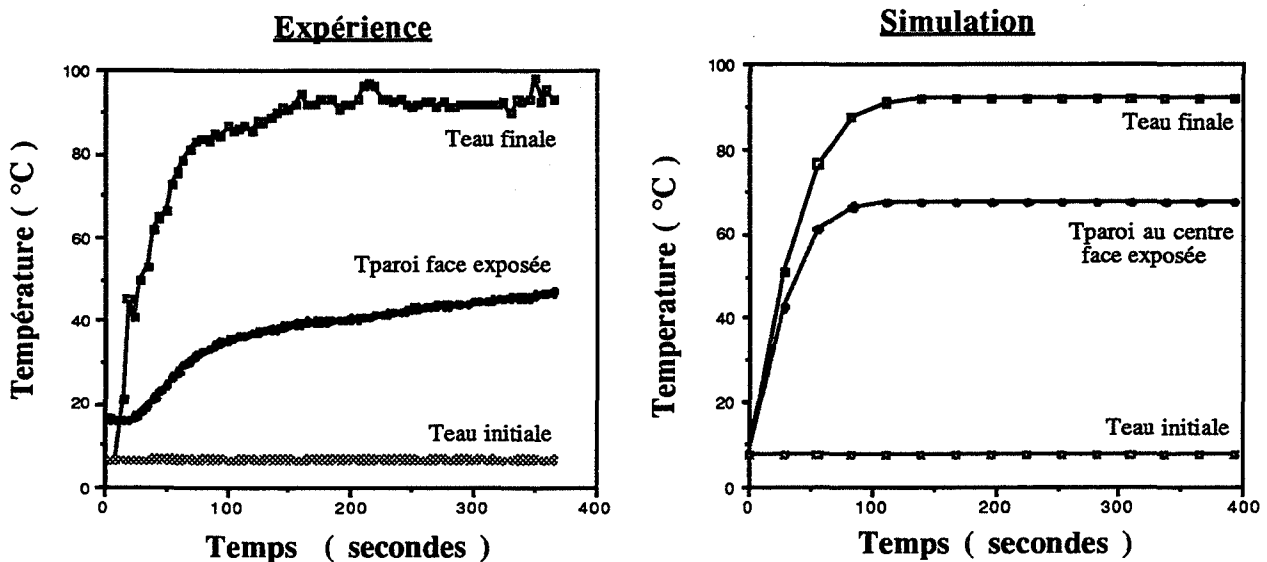
Seule la simulation avec un débit d'arrosage imposé de $3,32 \text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$ donne une température finale de ruissellement égale à 100°C .

Pour les autres conditions d'arrosage et jusqu'à $6 \text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$, les résultats sont très voisins de nos valeurs expérimentales.

Pour des débits supérieurs, l'évaporation existe toujours mais nous ne pouvons pas la déceler d'une manière précise avec notre banc d'essais. De plus, d'après les expériences et comme le montrent les calculs de puissances absorbées par l'eau sous forme sensible et latente, l'évaporation joue un rôle négligeable à partir de ce débit.

Quant aux résultats concernant les températures atteintes par le film d'eau en fin d'écoulement, ils sont également concordants bien que l'écart modèle / expérience soit supérieur à 5°C pour des débits supérieurs à $8 \text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$.

Les graphes suivants présentent les profils de températures pour un débit imposé de $34,5 \text{ g} / \text{s}$, soit $3,4 \text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$:



La différence observée au niveau des températures de paroi s'explique par le fait que, dans le modèle, on considère la face non exposée adiabatiquement isolée.

Dans les expériences, la présence de laine de verre n'assure pas complètement cette condition; même si elles sont fortement atténuées, il subsiste toujours des pertes de chaleur avec l'air ambiant. Ceci explique que l'inertie du modèle est beaucoup moins importante et que le régime permanent est plus vite atteint (au niveau des expériences nous avons observé qu'il faut environ une heure pour que la paroi se stabilise en température et qu'elle atteigne 60°C au centre).

En conclusion, pour retrouver par simulation des résultats similaires à ceux observés expérimentalement, il est nécessaire d'effectuer des ajustements:

- Evaporation d'eau à une température inférieure à 100°C:

Si nous utilisons une loi d'évaporation en assimilant la flamme à de l'air, la simulation donne des résultats pessimistes car majorants au niveau des profils de températures dans la paroi et au niveau du film ruisselant. Le fait d'appliquer un coefficient multiplicateur de 2,8 sur K_1 est certes arbitraire, mais il peut se justifier notamment par la non connaissance du coefficient réel de diffusion de la vapeur d'eau dans une flamme à 800 °C. Il est possible qu'à même température

$$D_{H_2O \rightarrow \text{flamme}} > D_{H_2O \rightarrow \text{air}}$$

Cependant nous n'avons pas trouvé d'information à ce sujet dans la littérature.

- Atténuation du flux radiatif:

Si nous simulons un rayonnement sans tenir compte du coefficient de rayonnement Ψ , les résultats sont très différents de ceux observés expérimentalement.

Si nous considérons $\Psi = \eta_1$ (η_1 calculé d'après nos résultats expérimentaux p.46) nous retrouvons nos mesures expérimentales.

L'estimation du flux radiatif échangé entre les flammes et une paroi, lors d'un incendie, est donc primordiale.

Cependant comme il dépend de nombreux paramètres difficilement maîtrisables (influence du vent, du type de combustible et de sa combustion créant un incendie...), pour l'extrapolation des résultats de simulation à des parois de grande taille, soumises à des feux de nappes, nous utilisons le rayonnement le plus important, pour placer le système dans les conditions les plus pessimistes et donc majorantes, du point de vue sécurité.

b./ Influence des paramètres de simulation sur le comportement du film ruisselant

Pour caractériser l'influence de l'inclinaison du plan sur le comportement du film ruisselant, nous effectuons une série de simulations avec des paramètres constants, qui sont:

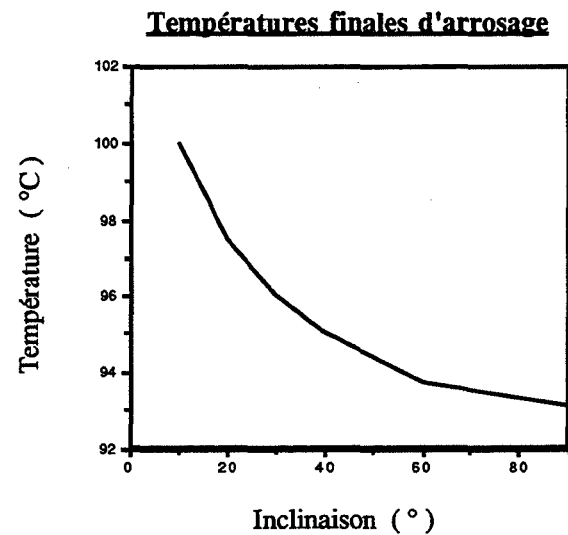
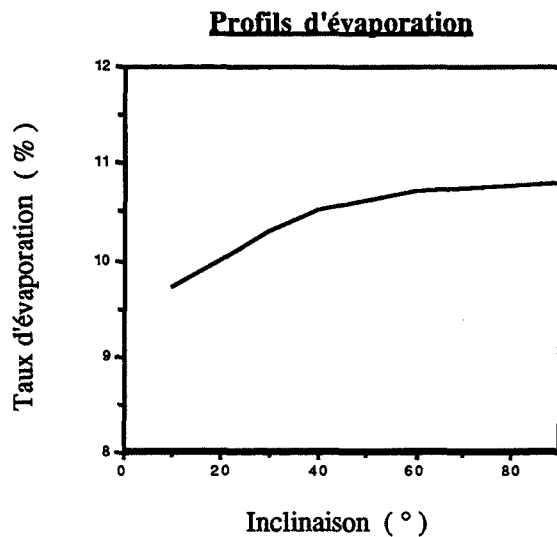
- Débit initial d'arrosage = 3,5 kg / m².min. sur une largeur d'écoulement de 1 mètre.
- Température de rayonnement des flammes = 730 °C
- Coefficient de rayonnement $\Psi = 0,6$.

L'écoulement est simulé sur une longueur de 2 mètres de manière à assurer la présence d'une évaporation conséquente. De plus, cette longueur est nécessaire pour obtenir des variations significatives en fonction de l'inclinaison.

Nous conservons l'expression du flux d'évaporation ajustée d'après nos expériences

$$\dot{\gamma} = 0,028 \left(\frac{v_b}{L} \right)^{0,5} \left(\frac{P_{sat}(T_e)}{r T_e} - 0,1 \frac{P_{atm}}{r T_f} \right)$$

Le rapport $\frac{\text{Evaporation}}{\text{Débit d'arrosage}}$ permet de mettre en évidence le taux d'évaporation pour chaque cas.

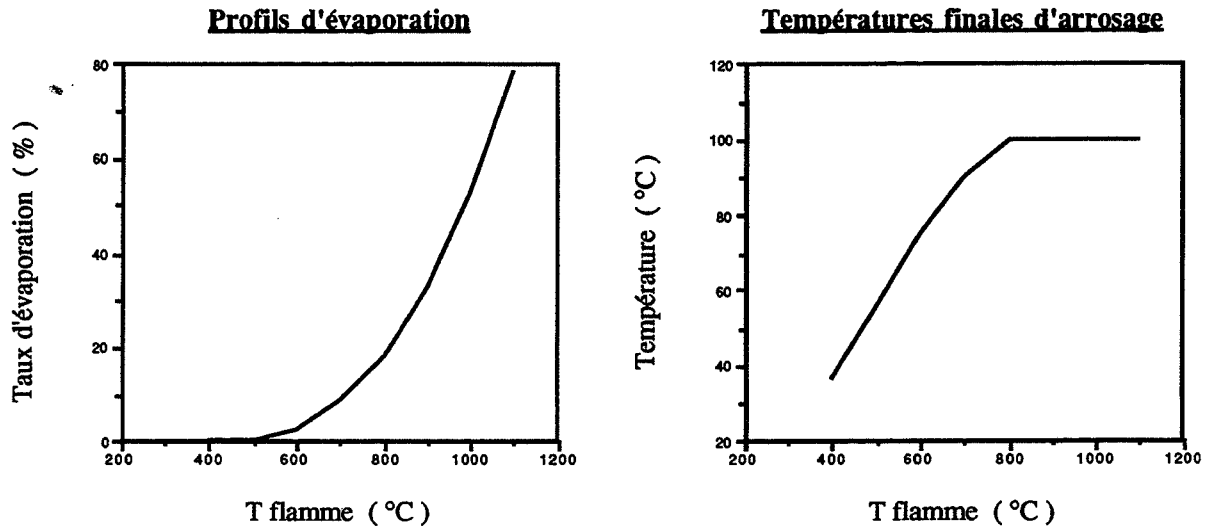


Nous constatons que plus l'inclinaison du plan par rapport à l'horizontale est importante, plus le transfert de matière par évaporation est important et, par conséquent, moins la température du film est élevée en fin d'écoulement.

Le terme de vitesse moyenne d'écoulement, qui intervient d'ailleurs dans le modèle d'évaporation utilisé, joue donc un rôle non négligeable. Avec ce modèle, la protection est la plus efficace sur des parois verticales.

Pour mettre en évidence l'influence du rayonnement, nous conservons les mêmes conditions d'écoulement que précédemment, pour une inclinaison imposée à 60 °.

Le coefficient de rayonnement reste identique et nous faisons varier uniquement la température de flamme.



Nous n'observons pas de phénomène de saturation pour le taux d'évaporation en fonction de la température de la flamme, car nous considérons que la diffusion de l'eau dans l'ambiance est un phénomène instantané et non limitatif.

Dans la réalité, il existe une cinétique de diffusion dont on ne peut négliger le caractère limitant pour des milieux à température très élevée.

Le comportement énergétique du film ruisselant est principalement régi par la chaleur provenant des flammes. Or, c'est à partir de 800 °C environ, que la quantité d'eau évaporée devient importante et que le film d'eau atteint sa valeur maximale (100 °C), pour le débit choisi.

Les conditions d'écoulement théoriques, sont-elles alors toujours valables à un tel niveau de rayonnement ? N'y a-t-il pas un risque d'apparition de zones sèches qui détruiraient l'homogénéité du film et qui diminueraient ainsi considérablement l'efficacité de cette protection ?

Pour le dimensionnement d'une telle protection, il est donc primordial de bien connaître le flux de chaleur rayonné sur un système, et de fixer la limite d'évaporation admissible. Nous pouvons alors déterminer l'épaisseur minimale du film ruisselant (en fin d'écoulement sur une surface plane de longueur fixée) et juger s'il y a risque ou non de formation de zones sèches.

Un écoulement d'eau qui reste homogène permet de maintenir la température de la paroi, à un niveau proche de 100 °C.

c./ Influence de la longueur d'écoulement sur l'efficacité de la protection

Pour pouvoir interpréter les résultats de simulation sur des longueurs d'écoulement de plusieurs mètres, il ne faut pas oublier que la notion de similitude s'effectue au niveau du débit imposé par unité de surface et non au niveau du débit absolu.

Ainsi, pour une largeur d'écoulement unitaire, un débit normalisé de $7,5 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$ correspond à un débit absolu de $7,5 \text{ kg} / \text{min.}$ pour une longueur d'écoulement de 1 mètre, alors qu'il correspond à $37,5 \text{ kg} / \text{min.}$ sur une longueur de 5 mètres.

Les quantités d'eau mises en jeu ne sont manifestement pas les mêmes, ce qui implique une évolution énergétique différente, selon les conditions. L'utilisation de débits normalisés (par unité de surface) ne correspond pas à un critère de similitude.

Nous effectuons une comparaison entre deux parois de largeur unitaire, l'une ayant une longueur d'écoulement de 2 mètres, l'autre de 5 mètres.

Les conditions de simulation sont:

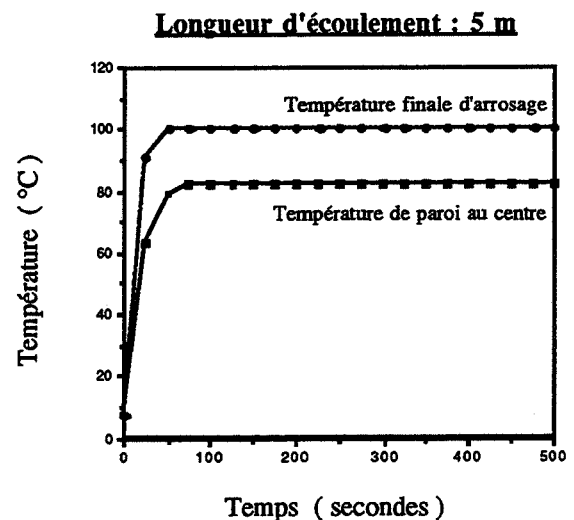
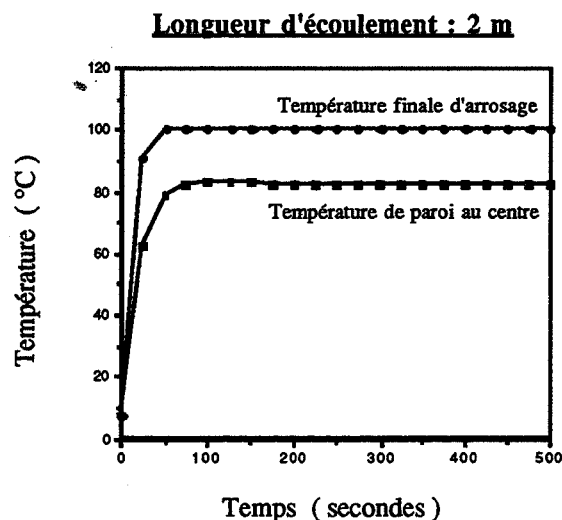
- Inclinaison des parois : 90°
- Largeur d'écoulement : 1 m
- Epaisseur de paroi : 6 mm
- Conductivité thermique de la paroi : $15 \text{ W} / \text{m.K}$
- Masse volumique de la paroi : $7800 \text{ kg} / \text{m}^3$
- Chaleur massique de la paroi : $500 \text{ J} / \text{kg.K}$
- Température de rayonnement des flammes : 850°C
- Coefficient de rayonnement : 0,9
- Température initiale du système = Température initiale de l'arrosage : $7,5^\circ\text{C}$.

La température de flamme imposée à 850°C correspond aux conditions d'incendie provenant d'un feu de nappe de butane. De plus, le coefficient de rayonnement est imposé à 0,9, ce qui signifie que la quasi-totalité de la chaleur émise par la flamme est focalisée sur la paroi dans les deux cas.

Une première simulation avec la paroi de 5 mètres de longueur, indique qu'un débit unitaire de $7,5 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$ est suffisant pour respecter les conditions suivantes:

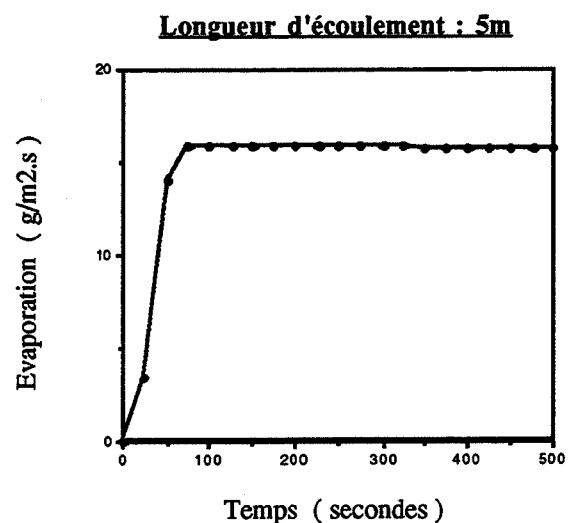
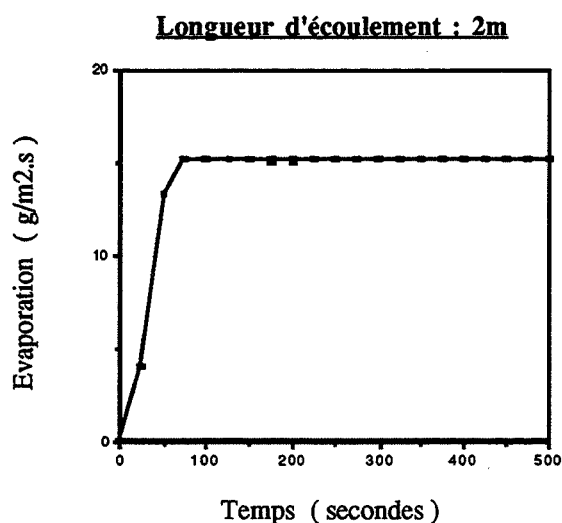
- Taux d'évaporation < 20 %
- Température du film ruisselant = 100°C uniquement en fin d'écoulement
- Température de paroi au centre < 100°C

Nous présentons les différents profils de températures pour un débit de $7,5 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$



Il existe une petite différence au niveau de la répartition des températures, le long de la paroi. Pour la grande longueur d'écoulement, la température atteinte par la paroi au centre est plus faible.

Quant aux profils d'évaporation obtenus:



L'eau s'évapore plus sur la grande paroi. Cette constatation semble indiquer que la protection par arrosage est plus efficace sur des supports de grande taille.

Dans ces conditions, le débit d'arrosage normalisé, exprimé en $\text{kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min}$. doit être utilisé avec précaution, car il ne représente pas un critère de similitude. L'épaisseur minimale du film doit être également prise en considération pour conserver une bonne homogénéité du film ruisselant.

Néanmoins, le modèle proposé, validé avec des expériences sur des supports de petites tailles, peut constituer une première approche pour le dimensionnement de la protection par arrosage.

Application à un réservoir réel de grande taille:

Les résultats obtenus à l'aide de la modélisation proposée, peuvent donner une première estimation des débits à appliquer sur les parois de stockages réels comme les cylindres verticaux contenant de l'essence à pression atmosphérique.

Les réservoirs de stockage d'hydrocarbures (essences...) se présentent d'une manière générale sous la forme de cylindres verticaux dont le dôme supérieur est flottant pour éviter les surpressions en cas d'élévation intempestive de la température du fluide interne.

Considérons alors un cylindre vertical de géométrie:

- Diamètre $\Phi = 20 \text{ m}$
- Hauteur $L = 10 \text{ m}$
- Epaisseur de la paroi $e = 5 \text{ cm}$ (acier standard).

Supposons qu'un feu de nappe se déclare et enveloppe parfaitement la paroi verticale du cylindre (le fond du cylindre repose sur le sol; le dôme supérieur ne reçoit pratiquement pas de chaleur provenant directement des flammes). Le modèle présenté précédemment peut relativement bien s'appliquer à ce problème car, vu l'importance du rayon de courbure et vu que le rapport ' Epaisseur paroi / Diamètre du stockage ' est très inférieur à l'unité, on peut assimiler cette géométrie au cas d'un mur plan vertical. De plus, avec la symétrie axiale, les phénomènes de bords n'existent pas sur la partie verticale de cette paroi.

La surface à protéger par ruissellement d'eau est alors $S = \pi \cdot \Phi \cdot L \approx 630 \text{ m}^2$.

L'écoulement doit être imposé sur une largeur $b = \pi \cdot \Phi \approx 63 \text{ m}$.

Nous supposons un coefficient de rayonnement proche de l'unité de manière à avoir des conditions d'incendie optimales ($\Psi = 0,9$).

Nous déterminons l'épaisseur minimale du film ruisselant correspondant au débit imposé, obtenue en fin d'écoulement.

Si l'arrosage est réalisé à une température initiale de 10°C la modélisation nous donne les résultats suivants en fonction du débit appliqué, pour deux températures de flammes:

Si la température de rayonnement est de 850°C

Débit (m^3 / h)	Débit normé ($\text{kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$)	E_{film} mini (mm)	Evaporation	T_{eau} finale ($^\circ\text{C}$)	T_{paroi} au centre ($^\circ\text{C}$)
151	4	0,3	20 %	100	96
226	6	0,4	7 %	100	77
339	9	0,5	1 %	88	55
452	12	0,6	0,3 %	71	43

La " température de paroi au centre " est celle qui est obtenue après 5 mètres d'écoulement. Il est évident que l'on a un profil de température le long de la paroi jusqu'à 100 °C environ. Cependant, cette valeur est représentative du niveau atteint par l'enveloppe.

Si la température de rayonnement est de 1100 °C

Débit (m ³ / h)	Débit normé (kg / m ² .min.)	E _{film} mini (mm)	Evaporation	T _{eau} finale (°C)	T _{paroi} au centre (°C)
339	9	0,4	37 %	100	104
452	12	0,45	35 %	100	99
565	15	0,5	32 %	100	92
678	18	0,55	17 %	100	77

Dans ces conditions d'incendie, les débits nécessaires sont nettement plus importants que précédemment.

Il est à noter que la loi d'évaporation que nous avons déterminée d'après nos résultats expérimentaux, n'a plus d'influence sur l'évaporation totale. Avec:

$$\dot{\gamma} = 0,028 \left(\frac{v_b}{L} \right)^{0,5} \left(\frac{P_{sat}(T_e)}{r T_e} - 0,1 \frac{P_{atm}}{r T_f} \right)$$

le fait d'introduire une longueur d'écoulement L plus importante diminue la valeur du débit d'évaporation pour une température de film inférieure à 100 °C.

En conclusion, si l'on considère que 100 °C en température finale d'arrosage est la condition souhaitable et que l'enveloppe soit, en valeur moyenne, à une température inférieure, le débit normalisé de 226 m³ / h (6 kg / m².min.) est satisfaisant pour protéger le cylindre, si le feu de nappe rayonne à 850 °C.

Si le ruissellement est imposé correctement dès le début de l'incendie sans formation de zones sèches et sans écoulement préférentiel, cette plage de débits est suffisante pour assurer une protection efficace.

En revanche, si les flammes rayonnent à 1100 °C (ce qui peut être le cas pour un feu d'acétylène), il est risqué d'imposer un débit inférieur à 452 m³ / h (12 kg / m².min.).

2. Cas d'un cylindre horizontal

Pour pouvoir effectuer une comparaison entre les résultats de simulation et ceux obtenus expérimentalement sur notre cylindre horizontal, il est nécessaire de fixer certains paramètres d'une manière arbitraire, en tenant compte des conditions d'essais.

a./ Ajustement des paramètres

Lors de nos expériences, le cylindre n'est chauffé que partiellement sur une surface de 2 m² environ et il existe des déperditions influant sur le comportement de l'intérieur du réservoir.

De plus, nous avons observé que la réponse du système dépend de la nature du fluide stocké (eau, air).

C'est pourquoi, dans le cas du réservoir vide, on utilise la simulation d'une paroi isolée sur sa face arrière qui conduit à un flux conductif nul en régime permanent (nous ne pouvons donc pas prendre en considération ce paramètre observé expérimentalement).

Quant au cas du réservoir contenant de l'eau, nous imposons une élévation de température interne linéaire avec le temps et telle que:

$$\frac{\Delta T_{\text{int}}}{\Delta t} = \frac{1}{100} \quad (.K / s)$$

avec un coefficient de transfert convectif paroi / fluide interne $H = 50 \text{ W} / \text{m}^2.K$.

Ces deux valeurs, ajustées d'après plusieurs simulations, sont celles qui traduisent le mieux la réponse thermique de la paroi dans le temps.

Dans la réalité, il existe un gradient de température non négligeable dans la phase liquide et notamment au niveau du plan médian horizontal du cylindre.

Cependant, une simulation plus précise du comportement du fluide stocké ne présente pas d'intérêt à ce stade de notre étude.

Nous imposons également des conditions de rayonnement des flammes différentes, selon le cas, et pour être le plus proche possible des conditions expérimentales; soit:

- Cas du stockage vide

Nous présentons deux types de simulation:

Simulation I

$$T_f = 730 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\Psi = 0,75 = \text{Cste}$ (nous ne tenons pas compte de l'influence de l'évaporation sur ce coefficient de rayonnement et nous prenons une valeur moyenne de celles observées expérimentalement).

Simulation II

$$T_f = 730 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\Psi = 0,9723 - 4,3525 \cdot 10^{-2} \tau + 1,4306 \cdot 10^{-3} \tau^2$ coefficient de rayonnement calculé d'après la corrélation obtenue expérimentalement (τ étant le taux d'évaporation).

-Cas du stockage rempli d'eau

$$T_f = 750 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\Psi = 0,8 = \text{Cste}$ valeur moyenne des résultats expérimentaux.

Ces conditions de rayonnement ne correspondent peut-être pas aux conditions d'incendie réelles. Cependant, pour la comparaison du modèle avec nos expériences, il est nécessaire d'imposer les mêmes flux de chaleur, sans quoi, les résultats ne sont guère comparables.

Le coefficient d'absorption de l'eau de ruissellement α_e est fixé à 0,8 et nous constatons que sa valeur n'a pas une grande influence sur la réponse thermique du système.

En effet, le coefficient de transfert convectif entre le film et la paroi est si important (supérieur à $1500 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$), que les températures atteintes par le film et par la paroi externe convergent rapidement vers des valeurs d'équilibre.

Pour la simulation d'un cylindre horizontal de 0,8 m de rayon, avec un découpage en 18 segments élémentaires ($\alpha = 5^{\circ}$ et $\Delta y \approx 14 \text{ cm}$), nous imposons un pas de temps $\Delta t = 0,05 \text{ s}$ pour éviter toute divergence entraînant des fluctuations sur les températures.

La loi d'évaporation est la même que celle utilisée dans le cas de parois planes ($K1 = 0,028$).

Les autres paramètres restent constants et ont les valeurs suivantes:

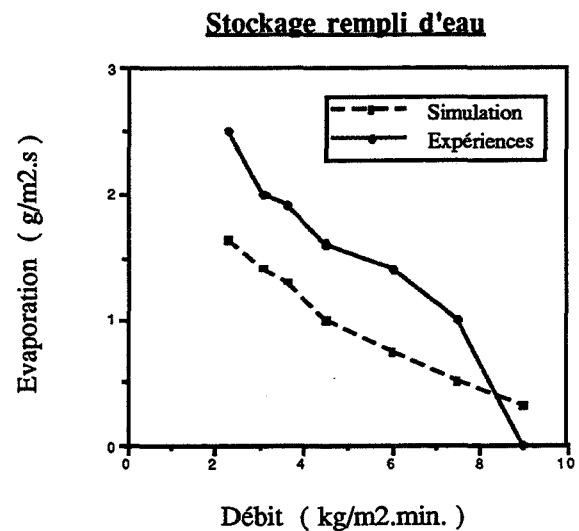
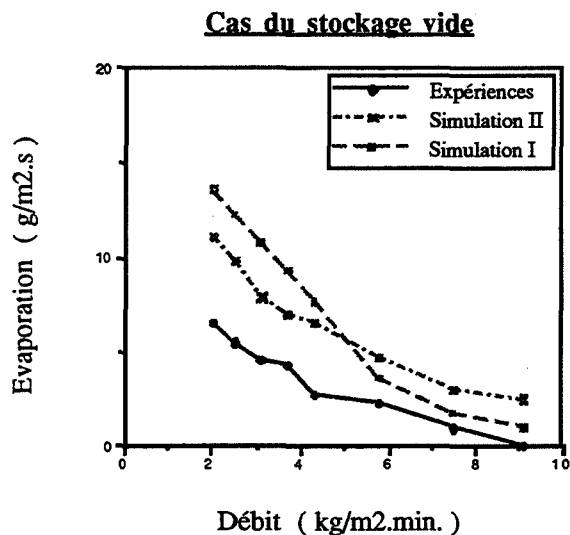
- Rayon du cylindre = 0,8 m
- Epaisseur de la paroi = 1,1 cm
- Masse volumique de la paroi = 7800 kg / m³
- Conductivité thermique = 15 W / m.K
- Chaleur spécifique = 500 J / kg.K
- Nombre de mailles selon l'épaisseur dans la paroi = 3
- Température initiale du système = 15 °C
- Température initiale de l'arrosage = 15 °C

b./ Comparaison modèle / expériences

Nous effectuons des comparaisons sur les paramètres suivants:

- Le flux d'évaporation
- La température finale d'arrosage
- La température de paroi au niveau du plan équatorial du cylindre.
- Les flux thermiques échangés

*Comparaison des débits d'évaporation:



- Cas du stockage vide:

L'hypothèse d'une isolation parfaite de la face arrière de la paroi, a pour effet d'augmenter le flux de chaleur absorbé par le film d'eau et donc d'accroître le taux d'évaporation.

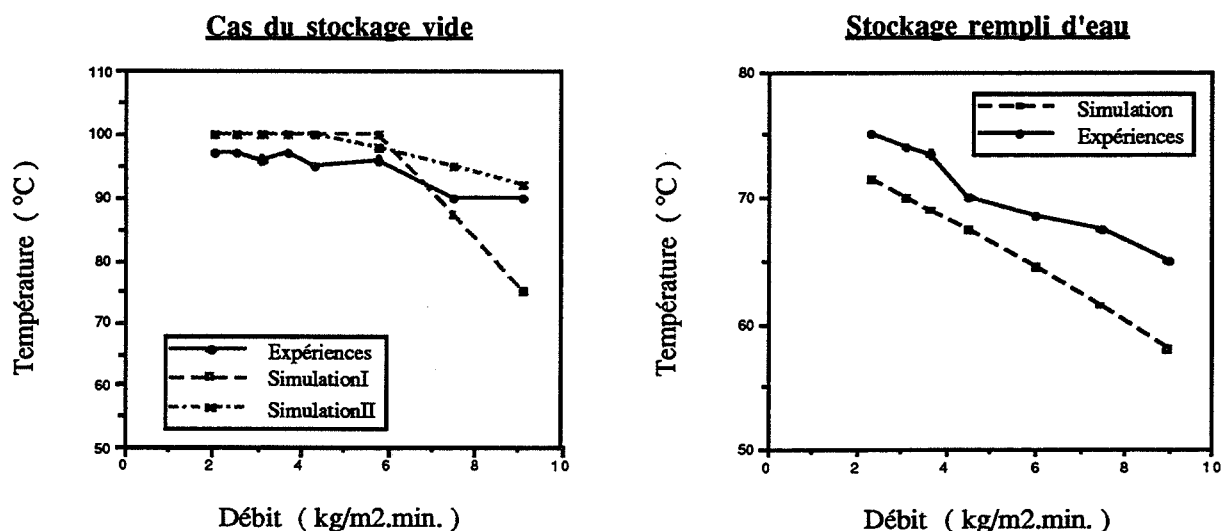
Le décalage simulation / expérience se justifie ainsi, d'autant que les profils obtenus sont semblables.

Par ailleurs, la simulation II (celle qui tient compte d'un coefficient de rayonnement variable avec le taux d'évaporation) semble plus proche de nos conditions expérimentales. L'écran thermique formé par la vapeur d'eau joue un rôle non négligeable pour les échanges radiatifs.

- Cas du stockage rempli d'eau:

D'une manière générale, les résultats simulés pour ce cas, donnent une évaporation légèrement inférieure à celle observée expérimentalement sauf au débit d'arrosage le plus élevé.

*Comparaison des températures finales d'arrosage

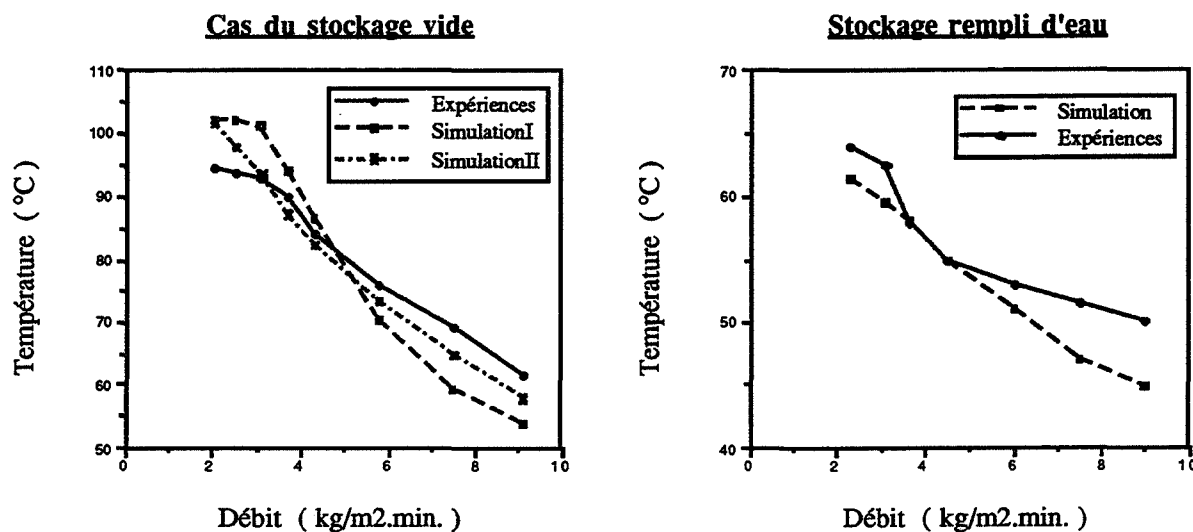


Pour le cas du stockage vide, la simulation II (Ψ fonction du taux d'évaporation) donne des résultats voisins de ceux observés expérimentalement. Les températures obtenues avec la simulation I (Ψ constant) donnent un profil d'évolution nettement plus éloigné dès que le débit dépasse 6 kg / m².min..

Pour le cas du stockage rempli d'eau, la simulation donne des résultats inférieurs comme nous avons pu le constater au niveau des débits d'évaporation.

Ceci peut s'expliquer par le fait que nous ne modifions jamais l'élévation de la température interne. En réalité, l'évolution de la température du liquide est fonction du flux de chaleur qui lui est transmis et n'est pas linéaire avec le temps.

*Comparaison des températures de paroi au niveau du plan équatorial



Des interprétations similaires résultent de la comparaison des courbes théoriques et expérimentales.

En conclusion, l'écran de vapeur qui se forme entre la surface libre du film ruisselant et la flamme, a une influence non négligeable sur le transfert de chaleur.

*Comparaison des flux échangés

- Pour le cas du stockage vide, l'hypothèse de simulation d'une paroi adiabatique implique que le flux conductif est nul en régime permanent.

Dans ces conditions, toute la chaleur transmise au système est absorbée par le film ruisselant.

Aussi, nous comparons le flux théorique absorbé par le film ruisselant au flux total calculé à partir des mesures expérimentales (flux absorbé par l'eau + flux conductif estimé à l'aide du capteur cylindrique).

Nous retenons la simulation II car elle est plus proche des résultats expérimentaux.

Débit (kg / m².min.)	2,05	2,5	3,1	3,7	4,3	5,8	7,5	9,1
Flux absorbé par l'eau (théorique II) (kW / m²)	37,4	37,2	36,6	38,1	40,3	45,5	48	51
Flux absorbé par l'eau (expérimental) (kW / m²)	37,5	38,7	41,9	42,1	42,9	48,6	51,5	55,9

-Pour le cas du stockage rempli d'eau, le flux conductif théorique existe. Aussi, nous pouvons directement comparer les échanges de chaleur en présence.

Débit (kg / m ² .min.)	2,3	3,1	3,65	4,5	6	7,5	9
Flux conductif théorique (kW / m ²)	41,6	39,1	37	34	29,5	25,6	22,6
Flux conductif expérimental (kW / m ²)	35,5	33,5	30	26,5	22,5	19,5	18
Flux absorbé par l'eau théorique (kW / m ²)	12,8	15,2	16,9	19,5	23	25,5	27,4
Flux absorbé par l'eau expérimental (kW / m ²)	15,2	17,3	19,2	20,9	25,6	29,8	31,9
Flux total théorique (kW / m ²)	54,4	54,3	53,9	53,5	52	51,1	50
Flux total expérimental (kW / m ²)	50,7	50,8	49,2	47,4	48,1	49,3	49,9

Dans le cas du stockage vide, les flux théoriques calculés d'après la simulation sont voisins de ceux calculés d'après nos expériences. L'atténuation du flux thermique provenant des flammes est donc justifiée.

Dans le cas du stockage rempli d'eau, l'écart observé au niveau des flux conductifs provient de nos conditions de simulation du comportement du fluide stocké. Celles-ci ont été ajustées pour traduire au mieux, sur l'ensemble des essais, l'évolution des températures du système. En réalité, le flux qui transite par conduction au sein de l'enveloppe, dépend de la température du liquide au voisinage de la paroi.

Pour obtenir des résultats plus convergents, il est nécessaire de modéliser la totalité de notre montage expérimental, avec ses dissymétries (d'exposition au feu et de ruissellement).

Cependant, une telle modélisation n'apporte pas de renseignements supplémentaires concernant la protection de stockages réels, où chaque produit a ses propriétés spécifiques, différentes de celles de l'eau.

Nous conservons donc les résultats obtenus, en tenant compte des écarts observés avec nos essais.

c./ Application à des réservoirs de grande taille

Pour caractériser le comportement du film ruisselant sur des cylindres horizontaux de grande taille, nous ne considérons que le cas d'une paroi adiabatiquement isolée sur sa face non exposée.

D'une manière générale, les cylindres utilisés sur les sites de stockage, ont les dimensions suivantes:

- Rayon = 3 m
- Epaisseur de l'enveloppe = 3 cm
- Longueur totale (y compris les dômes) = 16 m.

Il est à noter que notre modélisation n'utilise pas ce dernier paramètre, les calculs étant effectués par unité de largeur d'écoulement. Seul le calcul du débit absolu nécessite la connaissance de ce paramètre.

Nous exposons les résultats de simulation, avec les conditions de rayonnement des flammes les plus contraignantes possibles. Nous présentons, en fonction du débit unitaire initial (exprimé en $\text{kg} / \text{m}^2.\text{min.}$), les valeurs:

- Du débit absolu exprimé en m^3 / h sachant que le ruissellement est imposé sur les deux faces du cylindre.
- Du débit d'évaporation unitaire exprimé en $\text{g} / \text{m}^2.\text{s}$
- Du taux d'évaporation en %
- De la température finale d'arrosage (T_{ef})
- De la température de paroi au niveau du plan équatorial ($T_p \text{ 'EQU'}$)
- Du flux total absorbé par le film ruisselant en kW / m^2 ($\Phi_{\text{absorbé}}$).

Le système, ainsi que l'arrosage au sommet, se trouvent à une température initiale de 15°C .

Les paramètres de discrétisation sont:

- Pas de temps = 0,05 seconde
- Nombre de mailles selon l'épaisseur, dans la paroi = 3
- Nombre de segments pour la discrétisation du film d'eau = 30.

Comme pour le cas de parois planes, nous simulons deux cas d'incendie.

*Premier cas: $T_f = 850^\circ\text{C}$ et $\Psi = 0,9$ (conditions de rayonnement les plus contraignantes)

Dans ces conditions, le flux radiatif transmis au système est: $\Phi_{\text{rayonné}} = 81,2 \text{ kW} / \text{m}^2$

Débit normé (kg / m ² .min.)	Débit absolu (m ³ / h)	E _{film} mini (mm)	Evaporation	T _{eau} finale (°C)	T _{paroi} au centre (°C)
4	72	0,3	39 %	100	102
6	108	0,4	19 %	100	101
7,5	136	0,45	12 %	100	86
9	163	0,5	8 %	100	76

On peut conclure qu'un débit initial imposé de 136 m³ / h (7,5 kg / m².min.) est suffisant pour maintenir la paroi du réservoir à une température de 100 °C, sachant que le film n'atteint cette valeur qu'en fin d'écoulement et que le taux d'évaporation n'excède pas 12 %.

*Deuxième cas: T_f = 1100 °C et Ψ = 0,9

Dans ces conditions, le flux radiatif transmis est: Φ_{rayonné} = 181 kW / m²

Débit normé (kg / m ² .min.)	Débit (m ³ / h)	E _{film} mini (mm)	Evaporation	T _{eau} finale (°C)	T _{paroi} au centre (°C)
9	163	0,5	39 %	100	104
15	271	0,55	17 %	100	97
18	326	0,6	11 %	100	84

Par rapport aux résultats concernant des stockages verticaux, on constate que les débits minimums nécessaires, qu'ils soient absolus (m³ / h) ou exprimés unitairement (kg / m².min.), sont semblables et ce, bien que la géométrie soit différente.

Si le stockage simulé se trouve dans de telles conditions d'incendie, un débit d'arrosage imposé de 271 m³ / h (15 kg / m².min.) est tout juste suffisant pour assurer une bonne efficacité de la protection.

La connaissance des conditions de rayonnement des flammes, est primordiale pour le dimensionnement de cette protection.

C.III. EXTRAPOLATION DU MODELE A UNE PAROI SPHERIQUE

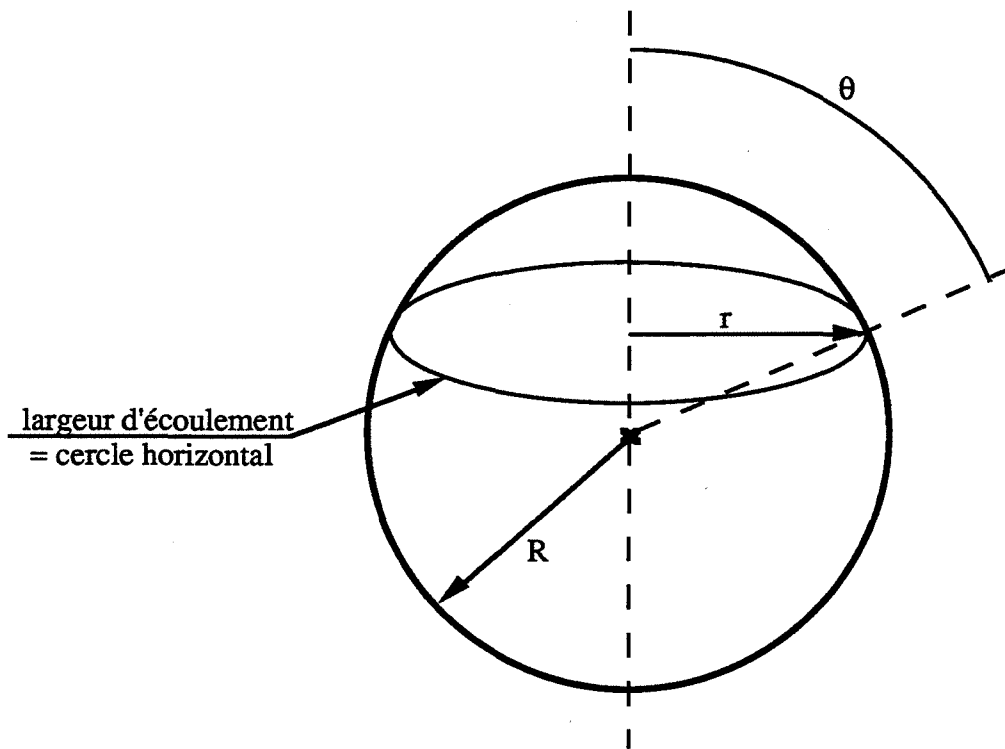
1. Les équations qui régissent le modèle sphérique

Le passage du modèle cylindrique horizontal, au modèle sphérique, fait intervenir un paramètre supplémentaire: en effet, si l'on impose un ruissellement depuis le pôle nord d'un réservoir sphérique, la largeur d'écoulement n'est plus conservée.

Dans ces conditions, le débit absolu est constant:

$$\dot{D} = \rho v e b$$

Mais b représente la longueur du cercle horizontal de rayon r défini comme suit:



b s'exprime alors en fonction du rayon r du cercle correspondant et de l'angle θ :

$$b = 2 \pi r = 2 \pi R \sin(\theta)$$

Si l'on effectue une discrétisation de la sphère en couronnes successives, chaque surface obtenue aura pour expression:

$$S(j) \approx b(j) Dy \approx 2 \pi R \sin(\theta_j) Dy$$

Dy correspondant au même paramètre que pour le cas du cylindre horizontal; soit:

$$Dy = R \alpha$$

En théorie, la surface de chaque couronne n'a pas cette expression. Cependant, si Dy est suffisamment petit, par rapport au rayon de courbure de la sphère, la relation obtenue donne une bonne approximation, hormis aux deux pôles du réservoir.

Les formules caractérisant l'écoulement du film et qui tiennent compte de la variation de b , deviennent:

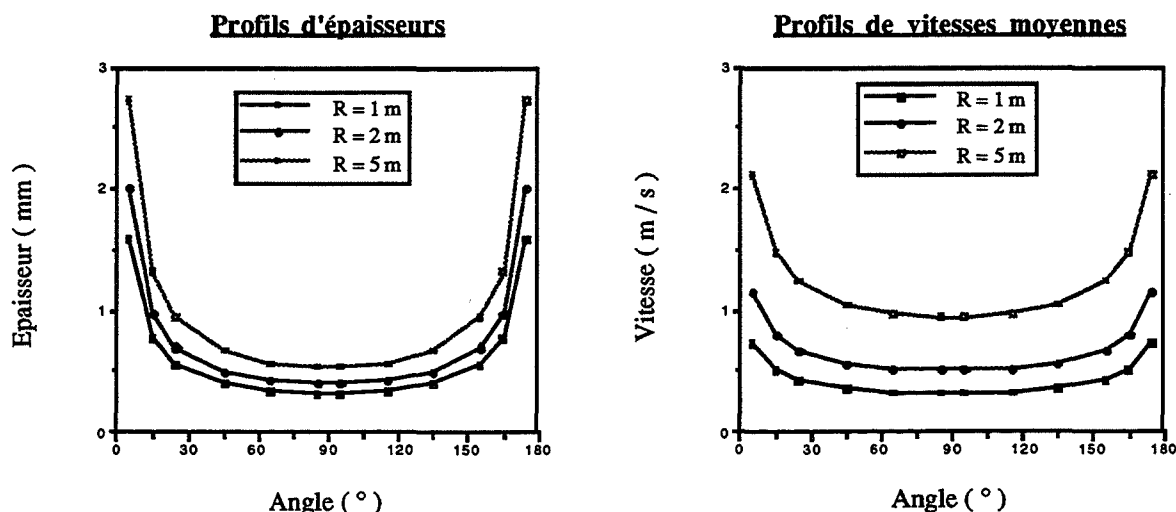
$$\text{-Débit absolu} \quad \hat{D}(j) = \frac{\rho^2 g \sin(\theta_j) e(j)^3 2 \pi R \sin(\theta_j)}{3 \mu} \quad (\text{kg/s})$$

$$\text{-Épaisseur du film} \quad e(j) = \left(\frac{3 \mu \hat{D}(j)}{\rho^2 g \sin(\theta_j) 2 \pi R \sin(\theta_j)} \right)^{0,333} \quad (\text{m})$$

$$\text{-Vitesse moyenne} \quad u(j) = \frac{g e(j)^2 \sin(\theta_j)}{3 \nu} \quad (\text{m/s}).$$

2. Résultats de simulation concernant l'écoulement en l'absence de flammes

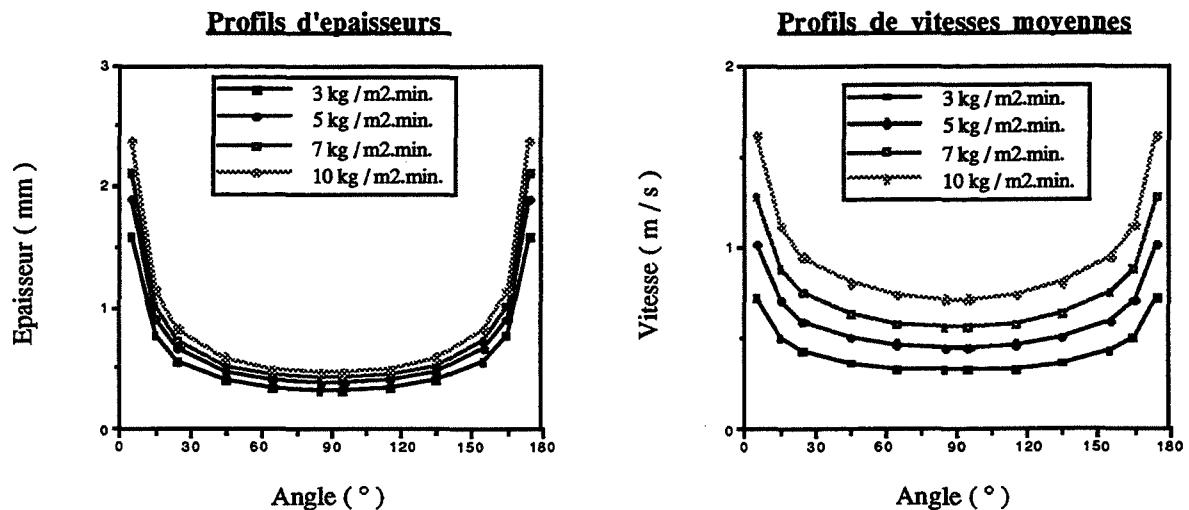
Nous présentons dans un premier temps, les profils de vitesse moyenne et d'épaisseur, obtenus pour des sphères de différents rayons, avec un débit d'arrosage imposé de $3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{min.}$.



Nous conservons toujours l'hypothèse de symétrie d'écoulement par rapport au plan équatorial. Nous pouvons constater que les profils sont nettement différents de ceux obtenus avec le modèle cylindrique. En particulier, les profils de vitesse sont inversés.

De plus, le débit absolu étant constant, la section de passage et donc l'épaisseur du film se trouvent modifiés avec la variation de b . Dans ces conditions, l'épaisseur du film est beaucoup plus importante aux pôles qu'à l'équateur et les profils de vitesse moyenne sont inversés par rapport à ceux obtenus sur un cylindre horizontal.

Nous présentons, dans un deuxième temps, l'évolution des profils en fonction du débit, sur une sphère de rayon constant égal à 1 mètre.



On peut faire les mêmes remarques que précédemment et constater en particulier que le fait d'augmenter le débit ne fait pas augmenter l'épaisseur du film d'une manière conséquente.

Remarque: Les fonctions qui permettent de déterminer les caractéristiques hydrodynamiques du film, sont définies et continues pour $0 < \theta < 180^\circ$. Aussi, comme pour le cas du cylindre horizontal, ce modèle ne peut simuler les deux pôles.

3. Comportement du modèle en présence de flammes

La modélisation des transferts est basée sur le même principe que pour le cas du cylindre horizontal.

Les équations discrétisées sont identiques; la largeur de l'écoulement devient un paramètre variable en fonction de l'angle d'inclinaison du segment considéré.

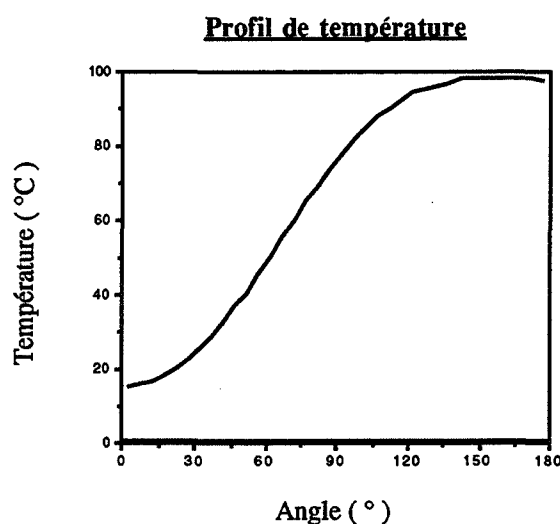
Cependant, il est nécessaire de diminuer le pas de temps pour ne pas introduire de divergences dans les calculs.

Selon la taille de l'enveloppe et le débit d'arrosage imposé, les profils de température du film et de son support, peuvent avoir différentes configurations en régime stationnaire:

- L'élévation de température peut être progressive jusqu'au pôle sud du réservoir
- Les températures peuvent atteindre un maximum au niveau du plan équatorial du réservoir puis rester constantes jusqu'en fin d'écoulement.

Nous présentons un exemple illustrant ce deuxième cas de figure, pour une sphère d' 1 mètre de rayon, arrosée avec un débit de $9 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min}$. (soit $6,8 \text{ m}^3 / \text{h}$), soumise à des flammes rayonnant à 850°C ($\Psi = 0,9$).

Les températures de paroi et du film ruisselant étant quasiment identiques, les courbes sont superposées:



4. Résultats de simulation

Nous présentons dans un premier temps, les résultats obtenus sur une petite sphère isolée en face interne, avec deux types d'incendies.

Les paramètres de simulation sont:

- Rayon de la sphère = 1 m
- Épaisseur de l'enveloppe = 1 cm
- Nombre de couronnes élémentaires pour la discrétisation = 36
- Nombre de noeuds dans le sens de l'épaisseur de la paroi = 3
- Pas de temps= 0,01 s

Les valeurs obtenues en régime permanent sont:

- Taux d'évaporation (en %)

- Température de paroi à l'équateur (T_p 'EQU.')
- Température maximale du film ruisselant
- Flux total absorbé par le film ruisselant (Φ_{abs} en kW / m^2),

et ce, en fonction du débit initial d'arrosage (exprimé en m^3 / h puis en $\text{kg} / \text{m}^2.\text{min.}$).

Si $T_f = 850^\circ\text{C}$ et $\Psi = 0,9$

Dans ces conditions le flux transmis au système est d'environ $81 \text{ kW} / \text{m}^2$.

Débit absolu (m^3 / h)	Débit normé ($\text{kg} / \text{m}^2.\text{min.}$)	E_{film} mini (mm)	Evaporation	T_{eau} finale ($^\circ\text{C}$)	T_{paroi} 'EQU ' ($^\circ\text{C}$)	Φ_{abs} kW / m^2
3	4	0,25	40 %	100	102	83
4,5	6	0,3	20%	100	101	83
7	9	0,4	9 %	100	81	82
9	12	0,5	2 %	100	64	82

Le flux absorbé par le film ruisselant est toujours supérieur au flux transmis par rayonnement. Cet écart provient de la discrétisation de la sphère. Si nous diminuons le nombre de couronnes élémentaires, l'écart obtenu s'amplifie.

Ceci constitue une limite de validité de ce modèle.

Nous pouvons constater qu'il faut imposer un débit de l'ordre de $7 \text{ m}^3 / \text{h}$ ($9 \text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$), pour que la température du film ruisselant atteigne 100°C uniquement en fin d'écoulement.

Dans ces conditions, le taux d'évaporation est bien inférieur à 20 % et la température de l'enveloppe n'excède pas 100°C à l'équateur.

Si $T_f = 1100^\circ\text{C}$ et $\Psi = 0,9$

Dans ces conditions le flux transmis au système est d'environ $181 \text{ kW} / \text{m}^2$.

Débit absolu (m^3 / h)	Débit normé ($\text{kg} / \text{m}^2.\text{min.}$)	E_{film} mini (mm)	Evaporation	T_{eau} finale ($^\circ\text{C}$)	T_{paroi} 'EQU ' ($^\circ\text{C}$)	Φ_{abs} kW / m^2
9	12	0,4	26 %	100	102	187
11,5	15	0,45	18 %	100	101	185
14	18	0,55	11 %	100	81	182

L'écart flux émis / flux absorbé est plus important en particulier pour les plus faibles débits.

Il faut appliquer environ $14 \text{ m}^3 / \text{h}$ ($18 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$) sur cette sphère pour que l'eau n'atteigne 100°C qu'en fin d'écoulement et que la température de la paroi soit inférieure à 100°C à l'équateur.

Comment se comporte le modèle pour un réservoir réel de grande taille ?

Nous appliquons un ruissellement sur une sphère de 5 mètres de rayon, avec les conditions d'incendie suivantes:

- $T_f = 850^\circ \text{C}$

- $\Psi = 0,9$

-Flux transmis $\approx 81 \text{ kW} / \text{m}^2$.

Débit (m^3 / h)	Débit ($\text{kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$)	Evaporation	T_p 'EQU.' ($^\circ \text{C}$)	T_e finale ($^\circ \text{C}$)	E_{film} mini (mm)	$\Phi_{\text{absorbé}}$ (kW / m^2)
113	6	23 %	95	100	0,4	81
170	9	12 %	92	100	0,5	80,9

Le flux absorbé par le ruissellement est beaucoup plus proche du flux rayonné dans ce cas que pour une petite sphère.

Pour un réservoir de cette taille le débit minimum nécessaire pour obtenir une bonne efficacité de la protection par arrosage, est d'environ $170 \text{ m}^3 / \text{h}$. ($9 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$).

Si les conditions d'incendie sont:

- $T_f = 1100^\circ \text{C}$

- $\Psi = 0,9$

-Flux transmis $\approx 181 \text{ kW} / \text{m}^2$.

Débit (m^3 / h)	Débit ($\text{kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$)	Evaporation	T_p 'EQU.' ($^\circ \text{C}$)	T_e finale ($^\circ \text{C}$)	E_{film} mini (mm)	$\Phi_{\text{absorbé}}$ (kW / m^2)
226	12	26 %	102	100	0,4	184
282	15	18 %	96	100	0,5	185

Pour un tel incendie, le débit minimum nécessaire pour obtenir une bonne efficacité de la protection par arrosage, est d'environ $282 \text{ m}^3 / \text{h}$. ($15 \text{ kg} / \text{m}^2 \cdot \text{min.}$).

C.IV. CONCLUSION

Le comportement énergétique du film ruisselant est modélisé d'une manière satisfaisante.

Bien que nous ayons utilisé des hypothèses qui idéalisent ses caractéristiques hydrodynamiques, nous validons les propriétés moyennes de l'écoulement sur des plans inclinés.

En négligeant la présence d'ondulations à la surface libre du film, nous imposons des caractéristiques de protection thermique plus défavorables, car l'épaisseur et le coefficient d'échange convectif avec le support, sont sous-estimés.

Nous constatons, par ailleurs, que les rides et les vagues qui créent des turbulences, sans pour autant altérer l'homogénéité de l'écoulement, s'atténuent lorsque le support est une surface incurvée. De même, la symétrie d'écoulement par rapport au plan équatorial d'un support non plan, hypothèse arbitraire car irréaliste, tend à diminuer l'efficacité du film ruisselant et donc, à imposer des conditions majorantes du point de vue sécurité.

Il est cependant nécessaire d'adapter certains paramètres de simulation pour retrouver nos résultats expérimentaux:

- Loi d'évaporation du film ruisselant à une température inférieure à 100 °C pour le cas de la plaque plane inclinée de petite dimension; cette loi ayant une influence négligeable pour des écoulements de grande dimension.

- Influence de l'évaporation d'eau sur le coefficient de rayonnement Ψ pour retrouver nos valeurs expérimentales, dans le cas du cylindre horizontal non rempli.

Pour l'extrapolation du modèle à des stockages de grande taille, nous n'avons pas tenu compte de ce paramètre car nous n'avons pu le caractériser que dans des conditions expérimentales bien spécifiques.

Déterminer l'efficacité de cet écran thermique avec des enveloppes adiabatiquement isolées en face non exposée aux flammes, c'est également se placer dans les conditions de transferts les plus défavorables pour dimensionner et optimiser cette protection sur des stockages réels de différentes géométries, en cas d'incendie.

L'arrosage par ruissellement, pour être pleinement efficace, doit permettre de limiter la température de l'enveloppe et, a fortiori du fluide stocké, à une température voisine de 100 °C. Pour obtenir une bonne homogénéité du film protecteur, une épaisseur minimale est indispensable afin d'éviter la formation de zones sèches.

Si ces conditions sont respectées, un réservoir protégé par arrosage, ne peut donc pas se fissurer du fait d'une température excessive réduisant sa résistance mécanique en cas d'incendie.

Pour utiliser ce système dans les meilleures conditions, nous proposons les critères suivants:

-Imposer le ruissellement sur une paroi dont la température est voisine de l'ambiance (l'arrosage doit être mis en oeuvre dès qu'un incendie est détecté sur un site).

-Dimensionner le débit pour que la température du film protecteur n'atteigne 100 °C qu'en fin d'écoulement, ou bien en limitant le taux d'évaporation à environ 20 % du débit initial (l'épaisseur minimale du film ruisselant sur une paroi étant directement liée au taux d'évaporation).

-Eviter tout obstacle favorisant la formation de zones sèches.

Ces conditions permettent de conserver l'homogénéité de l'écoulement et garantissent une efficacité optimale de la protection vis-à-vis des critères que nous nous sommes fixés.

Ainsi, lors d'un feu de nappe d'hydrocarbure (butane par exemple), dont les flammes rayonnent à 850 °C en direction d'un stockage, les différents modèles utilisant ces hypothèses, permettent d'obtenir des résultats en fonction de la géométrie:

Cylindre vertical Hauteur: 10 m - Rayon: 5 m	Cylindre horizontal Rayon: 3 m - Longueur: 16 m	Sphère Rayon: 5 m
Surface exposée aux flammes 315 m²	Surface exposée aux flammes 300 m²	Surface exposée aux flammes 315 m²
Débit normalisé: 6 kg / m².min.	Débit normalisé: 7,5 kg / m².min.	Débit normalisé: 9 kg / m².min.
Débit absolu 113 m³ / h	Débit absolu 136 m³ / h	Débit absolu 170 m³ / h

Si nous comparons les températures atteintes ainsi que le comportement du film ruisselant, il apparaît que c'est le stockage cylindrique vertical qui est le mieux protégé avec ces conditions d'arrosage.

Malheureusement, il n'en va pas de même si l'incendie provoque un rayonnement plus intense.

Si la température des flammes est de 1100 °C (feu d'acétylène par exemple), et si l'on veut respecter les critères pour obtenir une bonne efficacité de la protection, on obtient:

Cylindre vertical Hauteur: 10 m - Rayon: 5 m	Cylindre horizontal Rayon: 3 m - Longueur: 16 m	Sphère Rayon: 5 m
Surface exposée aux flammes 315 m²	Surface exposée aux flammes 300 m²	Surface exposée aux flammes 315 m²
Débit normalisé: 12 kg / m².min.	Débit normalisé: 15 kg / m².min.	Débit normalisé: 15 kg / m².min.
Débit absolu 226 m³ / h	Débit absolu 271 m³ / h	Débit absolu 282 m³ / h

Dans tous les cas, les débits nécessaires sont fonction de la géométrie du stockage.

Le réservoir sphérique, géométrie la plus couramment utilisée pour des stockages de produits sous pression, nécessite l'arrosage le plus important.

Si les parois de petites dimensions sont les plus contraignantes à protéger, les expériences réalisées au sein de notre laboratoire, ne nous permettent d'approcher que des conditions d'incendies telles que le flux émis par les flammes n'excède pas 90 kW / m².

Il est donc impossible, actuellement, de confirmer expérimentalement les résultats proposés par nos différents modèles, sur des réservoirs industriels de grande taille.

De plus, les conditions d'écoulement sont idéales dans la mesure où les supports utilisés ont une bonne mouillabilité à température ambiante et que nous n'avons pas d'obstacle pouvant favoriser la formation de zones sèches.

Remarque: Il est tout à fait concevable de pallier ce dernier inconvénient, en utilisant quelques pulvérisateurs judicieusement orientés (sous un support d'échelle ou un repiquage en particulier).

L'IGNIFUGATION:

UNE PROTECTION PASSIVE

D. L'IGNIFUGATION: UNE PROTECTION PASSIVE

Une orientation nouvelle est apparue récemment, concernant la protection des stockages de Gaz de Pétrole Liquéfiés sous pression, visant à mettre en évidence l'efficacité apportée par un matériau solide isolant, disposé sur la face externe de l'enveloppe.

Ainsi, notre recherche se trouve actuellement intégrée dans un programme d'étude intitulé 'G.A.S.A.F.E.', géré par le Groupe d'Etude de Sécurité de l'Industrie Pétrolière (G.E.S.I.P.), dont les participants sont principalement les industriels qui souhaitent optimiser cette solution au niveau de leurs propres sites de stockages.

Ce projet a pour but de déterminer l'épaisseur optimale d'ignifuge à appliquer, pour garantir la résistance mécanique d'un réservoir, en cas d'incendie.

Il est évident que la méthodologie proposée pour un tel dimensionnement, doit tenir compte d'un maximum de paramètres et, en particulier de la géométrie du stockage, du type de feu produit par l'incendie ainsi que de la durée de " bon comportement au feu ".

Or, les deux paramètres limitant la résistance mécanique d'une enveloppe sont:

- La pression interne du système
- La température de la paroi au niveau de la phase gazeuse du produit stocké.

Il est admis que si l'un au moins de ces deux facteurs atteint un seuil critique, la rupture de l'enveloppe peut conduire à un B.L.E.V.E. avec les conséquences catastrophiques que l'on sait...

C'est pourquoi, le projet ' G.A.S.A.F.E.' comporte deux démarches, qui sont:

-L'étude de l'influence d'un revêtement ignifuge sur une paroi plane adiabatique soumise à un rayonnement intense.

-La validation de l'épaisseur ainsi optimisée, sur un réservoir réel contenant du propane et soumis à un rayonnement équivalent à celui d'un feu de nappe de butane.

Ces deux approches sont complémentaires et permettent d'analyser le caractère protecteur d'un ignifuge sur le comportement énergétique d'un stockage.

Jusqu'à présent, cette barrière thermique est utilisée sur des structures comme les charpentes métalliques de bâtiments, sur des stockages cryogéniques, ou bien encore sur des stockages d'hydrocarbures à pression interne voisine de la pression atmosphérique.

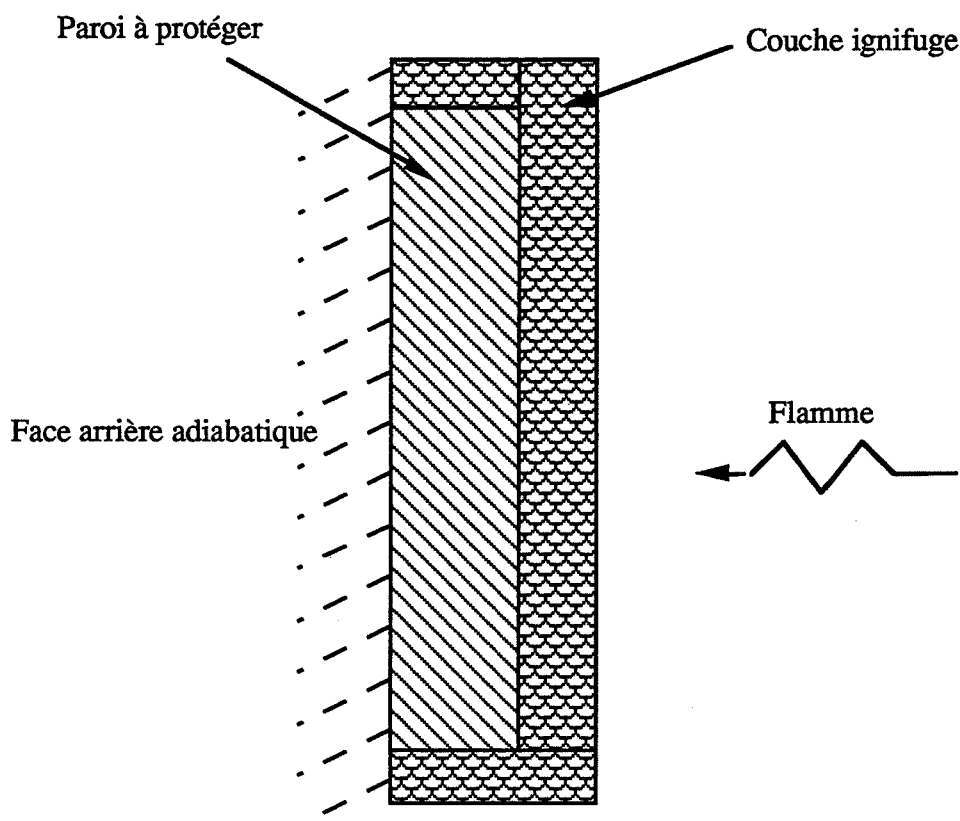
Les fabricants ont développé des protocoles de dimensionnement de leurs produits qui permettent de limiter dans le temps, l'évolution de la température du support à protéger, en fonction de ses caractéristiques et des conditions d'incendie.

Cette méthodologie est-elle applicable pour le cas de réservoirs de stockages de produits inflammables sous pression ?

D.I. EFFICACITE D'UN IGNIFUGE SUR UNE PAROI PLANE ADIABATIQUE

Cette étude permet de caractériser l'élévation de la température au sein d'une paroi plane, isolée sur sa face arrière, revêtue d'un ignifuge dont la surface libre est exposée à des flammes.

1. Principe d'application d'une couche ignifuge



Ces conditions sont plus sévères que celles de l'enveloppe d'un ciel gazeux pressurisé, étant donné que la paroi absorbe la totalité de la chaleur qui lui est transmise.

Si l'épaisseur d'ignifuge est optimisée avec ces conditions, elle sera a fortiori valable pour limiter la température de la paroi du ciel gazeux d'un stockage réel.

Il est à noter que la réponse thermique de la paroi dépend essentiellement du comportement de l'ignifuge lui-même.

Or, il existe plusieurs types de matériaux ignifuges qui possèdent chacun leurs avantages et leurs inconvénients et qui réagissent donc différemment sous l'action de la chaleur. Les deux familles principales sont:

-Les matériaux de texture minérale (polyépoxydes...) ayant une teneur en eau non négligeable. Cette eau se vaporise à 100 °C, limitant ainsi les transferts de chaleur à la paroi pendant un certain temps.

-Les matériaux de texture organique qui subissent une transformation chimique progressive en fonction de la température, absorbant ainsi une grande partie de la chaleur transmise.

Il est très difficile d'établir des critères de comparaison entre ces différentes familles et ceci n'est d'ailleurs pas le but de l'étude.

2. Etude expérimentale

Le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (C.S.T.B.) et le Centre Technique Industriel de la Construction Métallique (C.T.I.C.M.), intervenant comme laboratoires d'essais dans ce projet, ont pour tâche de réaliser une série d'expériences caractérisant les niveaux de températures atteints par des paroi planes en acier de différentes épaisseurs, en fonction du temps, et ce, pour différentes épaisseurs et différents type d'isolants juxtaposés.

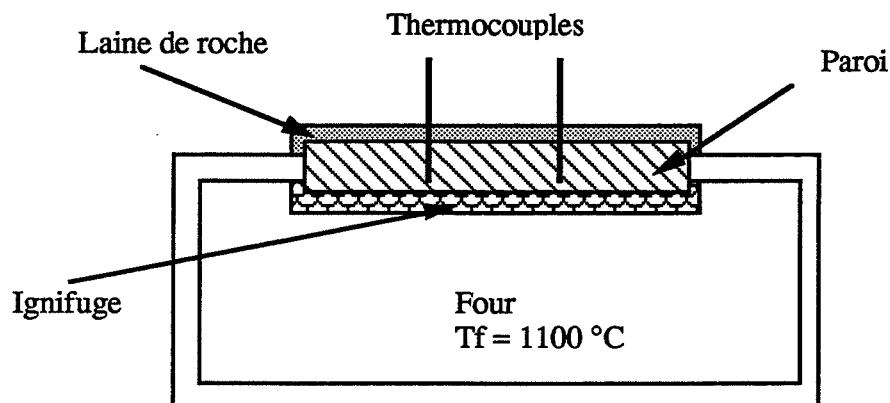
Les résultats obtenus avec un feu rayonnant à une température de 1100 °C (valeur de référence fixée par le NPD [69]) sont très significatifs.

Nous présentons deux exemples de profils obtenus avec un isolant de type minéral ayant comme caractéristiques:

-Conductivité thermique	0,13 W / m.K
-Chaleur spécifique	950 J / kg.K
-Masse volumique	575 kg / m ³ .

L'expérience n°1 est réalisée sur une paroi d'acier de 25 millimètres d'épaisseur surmontée d'une couche ignifuge de 20 millimètres.

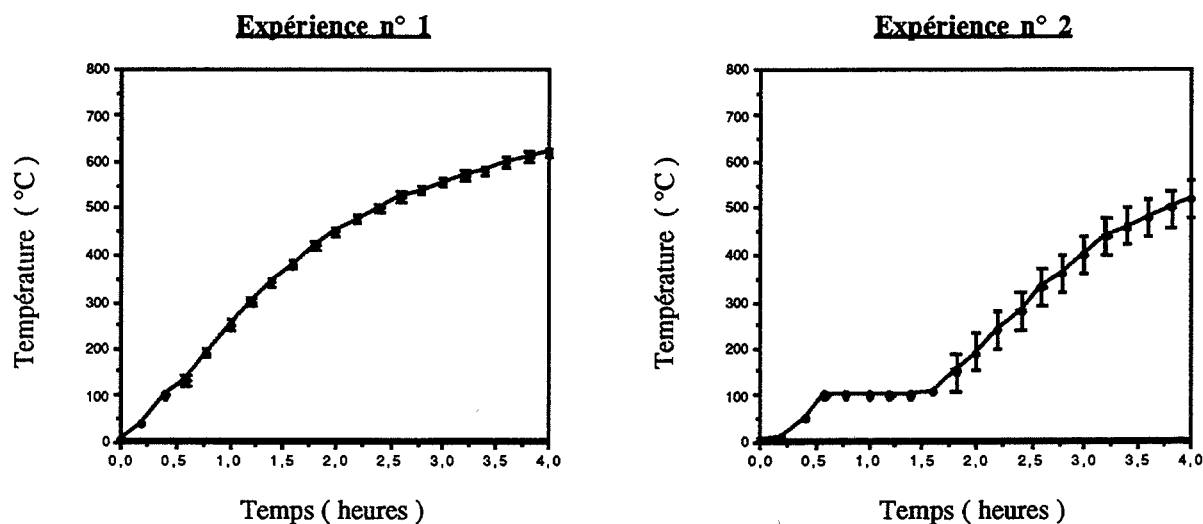
L'expérience n°2 est réalisée sur une paroi de 6 millimètres d'épaisseur avec 50,5 millimètres d'ignifuge.

Schéma du montage expérimental:

Dans les deux cas, la face arrière est isolée avec une couche de laine de roche de 50 millimètres d'épaisseur, de manière à interdire tout échange de chaleur avec l'extérieur pendant quelques heures.

Les thermocouples mesurent l'évolution de la température de la paroi. Ils sont insérés à différentes profondeurs de celle-ci.

Les courbes représentent une valeur moyenne des niveaux atteints:



Nous constatons qu'avec une couche d'ignifuge de 20 millimètres, la paroi atteint une température supérieure à 427 °C après deux heures d'exposition aux flammes.

Or, cette température correspond à la limite que peut supporter un acier standard, avant d'accuser une perte de résistance mécanique, sous une pression de 18 bars.

Avec 50,5 millimètres d'ignifuge, nous constatons un palier de température à 100 °C , qui dure environ une heure. Ce palier est dû à la vaporisation de l'eau et existe tant que cette dernière ne

s'est pas complètement transformée. Puis, bien que les mesures soient plus dispersées, les niveaux atteints sont nettement inférieurs à ceux obtenus dans l'expérience n° 1.

Ce type d'isolant a donc deux avantages:

- Avec ses propriétés thermiques, il réduit considérablement le transfert de chaleur à la paroi, et ce, quels que soient les niveaux de températures.

- Sa teneur en eau impose un palier de température de la paroi à 100 °C, pendant une durée qui est fonction de l'épaisseur de la couche.

A ce stade de l'étude nous ne présentons que deux exemples d'expériences utilisant des ignifuges de type minéral, réalisées par les laboratoires associés au programme ' G.A.S.A.F.E.'.

L'ensemble des résultats sera publié ultérieurement, ainsi que la méthodologie de leur utilisation pour optimiser l'épaisseur d'ignifuge à appliquer sur un stockage, et le protéger ainsi d'un incendie.

3. Modélisation proposée

Pour simuler le comportement d'une paroi plane adiabatique, soumise à un rayonnement intense et protégée thermiquement par un ignifuge, nous choisissons une méthode de discrétisation aux différences finies, similaire à celle utilisée précédemment.

Nous introduisons un maillage supplémentaire pour l'isolant et pour l'eau qu'il contient.

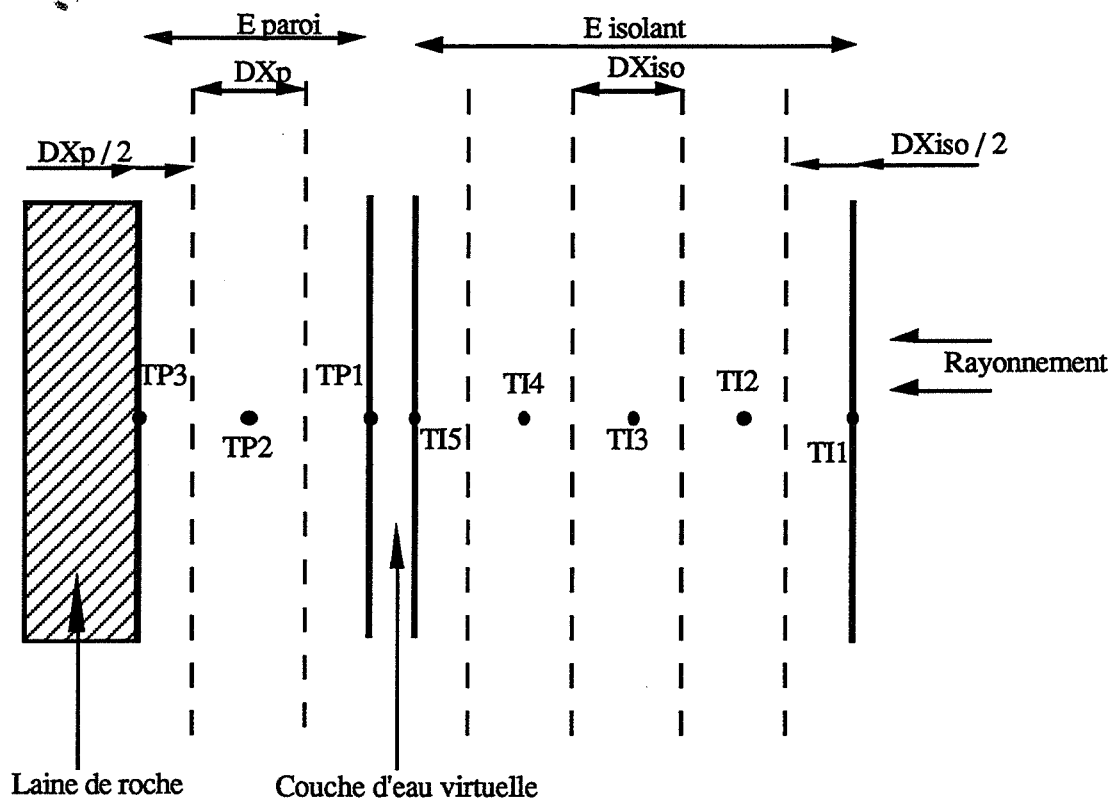
L'isolant est discrétisé en cinq mailles selon l'épaisseur et nous ajoutons à l'interface paroi / ignifuge une couche d'eau virtuelle d'épaisseur nulle, qui intervient dans les bilans lors du palier de vaporisation de l'eau.

De plus, les propriétés thermiques de l'ignifuge sont supposées constantes, quelle que soit la température.

La paroi, quant à elle, possède trois mailles selon son épaisseur.

En négligeant les phénomènes de bords et, en particulier, les ponts thermiques qui peuvent subsister, le transfert de chaleur par conduction dans le système { paroi + ignifuge } est monodimensionnel et assimilable au cas du mur plan composite.

Nous obtenons la géométrie suivante:



Les températures des différentes mailles sont uniquement fonction du temps.

Si l'isolant est de type minéral, nous supposons que l'eau migre vers la paroi sous l'action de la chaleur et forme une couche virtuelle d'épaisseur négligeable. Dès que cette zone atteint 100 °C, elle bloque tout transfert de chaleur vers la paroi.

L'interface paroi / ignifuge est alors maintenu à cette température tant que l'eau n'est pas entièrement évaporée.

Par cet artifice, nous modélisons un palier de vaporisation qui est fonction de l'épaisseur d'ignifuge, de sa teneur en eau ϕ et du rayonnement imposé.

La masse d'eau s'exprime en fonction de la masse totale de l'isolant sous la forme:

$$M_{\text{eau}} = \phi M_{\text{isolant}}$$

Par unité de surface, la masse correspondante est calculée comme suit:

$$m_E = \phi \rho_{\text{iso}} E_{\text{iso}} \quad (\text{kg d'eau} / \text{m}^2 \text{ de surface exposée au feu})$$

où:

- ρ_{iso} masse volumique de l'isolant (kg / m³)

- E_{iso} épaisseur de la couche (m).

Lors du palier, le bilan thermique dans la couche d'eau virtuelle s'écrit:

$$\text{à } x = E_{\text{paroi}} \quad \frac{dm_E}{dt} L_v = \lambda_{\text{iso}} \frac{\partial T_{\text{iso}}}{\partial x} - \lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x}$$

avec:

- $\frac{dm_E}{dt}$ débit d'eau évaporée par unité de surface (kg / m².s)
- L_v chaleur latente de vaporisation (= 2,26.10⁶ J / kg à 100 °C)
- λ_{iso} conductivité thermique de l'isolant (W / m.K)
- T_{iso} température de l'isolant, fonction du temps et de la profondeur (K)
- λ_p conductivité thermique de la paroi (W / m.K)
- T_p température de la paroi, fonction du temps et de la profondeur (K)
- E_p épaisseur de la paroi (m)
- dt intervalle de temps (s)

L'équation discrétisée permettant de calculer l'évaporation de l'eau à chaque pas de temps est:

$$dm_E(t) = \frac{dt}{L_v} \left[\frac{\lambda_{\text{iso}}}{E_{\text{iso}}} (TI1(t) - TI5(t)) - \frac{\lambda_p}{E_p} (TP1(t) - TP3(t)) \right]$$

avec comme condition supplémentaire: $TI5(t) = TP1(t) = 100 \text{ °C (373 K)}$, pendant toute la durée de l'évaporation.

La masse d'eau restante a pour expression:

$$m_E(t + dt) = m_E(t) - dm_E(t)$$

De plus, à l'interface paroi / isolant nous utilisons l'hypothèse simplificatrice mais plus contraignante du contact parfait (résistance thermique nulle); soit à chaque instant:

$$TI5(t) = TP1(t)$$

En posant:

- $Dx_p = \frac{E_p}{2}$ épaisseur d'une maille interne de la paroi (m)
- $Dx_{\text{iso}} = \frac{E_{\text{iso}}}{4}$ épaisseur d'une maille interne de l'ignifuge (m)
- $a_p = \frac{\lambda_p}{\rho_p C_p}$ diffusivité thermique de la paroi en acier (m² / s)

$$-a_{iso} = \frac{\lambda_{iso}}{\rho_{iso} C_{iso}} \quad \text{diffusivité thermique de la couche isolante} \quad (m^2 / s),$$

les critères de convergence des équations discrétisées sont:

$$M_p = \frac{Dx_p^2}{a_p dt} \geq 2 \quad \text{et} \quad M_{iso} = \frac{Dx_{iso}^2}{a_{iso} dt} \geq 2$$

puisque le problème est monodimensionnel.

Nous avons choisi un tel maillage, de manière à privilégier la précision temporelle et à bien décrire ainsi le palier de vaporisation d'eau.

Avec:

- T_f température de rayonnement des flammes
- Ψ coefficient de rayonnement flamme / face exposée de l'ignifuge
- σ constante de Stefan - Boltzmann
- δt pas de temps pour la discrétisation,

les bilans thermiques au sein de la couche ignifuge permettent d'obtenir, après discrétisation:

*Noeud externe (maille périphérique exposée au rayonnement)

$$TI1(t + \delta t) = TI1(t) + \frac{2}{M_{iso}} [TI2(t) - TI1(t)] + \frac{Dx_{iso}}{\lambda_{iso}} \Psi \sigma (T_f^4 - TI1(t)^4)$$

*Noeud intermédiaire (mailles internes 2, 3 et 4 en conduction pure)

$$TI2(t + \delta t) = TI2(t) + \frac{1}{M_{iso}} [TI3(t) + TI1(t) - 2.TI2(t)]$$

$$TI3(t + \delta t) = TI3(t) + \frac{1}{M_{iso}} [TI4(t) + TI2(t) - 2.TI3(t)]$$

$$TI4(t + \delta t) = TI4(t) + \frac{1}{M_{iso}} [TI5(t) + TI3(t) - 2.TI4(t)]$$

*Noeud interface paroi / ignifuge (si $T \neq 100^\circ C$) avec $TI5(t) = TP1(t)$

$$TI5(t + \delta t) = TI5(t) + \frac{2}{M_{iso} \frac{\lambda_{iso}}{Dx_{iso}} + M_p \frac{\lambda_p}{Dx_p}} \left[\frac{\lambda_{iso}}{Dx_{iso}} (TI4(t) - TI5(t)) + \frac{\lambda_p}{Dx_p} (TP2(t) - TI5(t)) \right]$$

*Noeud interface paroi / ignifuge si $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (373 K)

$$TI5(t) = TP1(t) = 373\text{ K}$$

et

$$dm_E(t) = \frac{\delta t}{L_v} \left[\frac{\lambda_{iso}}{E_{iso}} (TI1(t) - 373) - \frac{\lambda_p}{E_p} (373 - TP3(t)) \right]$$

Au niveau de la paroi, la face arrière étant isolée avec de la laine de roche, les équations obtenues sont:

*Noeud intermédiaire (maille interne en conduction pure)

$$TP2(t + \delta t) = TP2(t) + \frac{1}{M_p} \left[TP3(t) + TP1(t) - 2 \cdot TP2(t) \right]$$

*Noeud interne (face adiabatique)

$$TP3(t + \delta t) = TP3(t) + \frac{2}{M_p} \left[TP2(t) - TP3(t) \right]$$

Remarque: Si l'isolant est de type minéral, il n'y a pas de palier de vaporisation à $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les équations discrétisées restent identiques, si ce n'est que la couche virtuelle d'eau n'existe plus. Quant aux propriétés thermiques de l'ignifuge, elles ne peuvent plus être considérées comme constantes en fonction de la température.

Au niveau de la couche d'isolant, il serait alors plus judicieux d'introduire un bilan énergétique faisant intervenir une chaleur de réaction, mais nous ne disposons pas de données assez précises au niveau des matériaux utilisés (nous ne connaissons pas les résultats concernant l'absorption de chaleur due à la réaction chimique en présence, en fonction des conditions imposées).

4. Résultats de simulation - Comparaison avec les essais

Actuellement, nous ne disposons que des résultats d'essais relatifs au projet ' G.A.S.A.F.E.', qui concernent les ignifuges de texture minérale.

Nous établissons une comparaison avec le modèle intégrant un palier de vaporisation.

Nous proposons des exemples de comparaison expériences / simulation, pour un seul produit ignifuge; néanmoins, l'analyse est effectuée sur tous les produits testés au sein du programme.

Les paramètres utilisés pour les simulations sont:

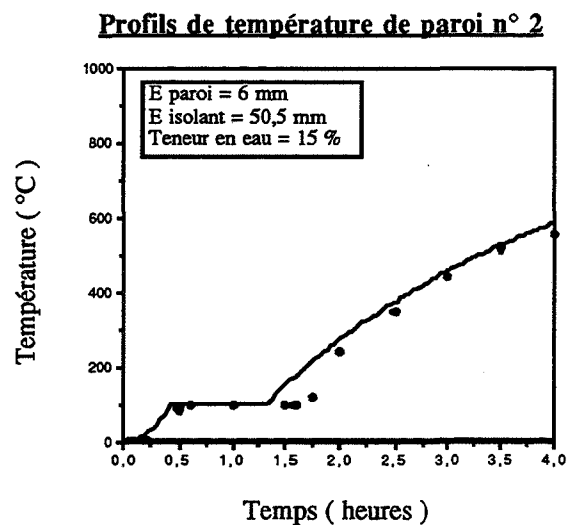
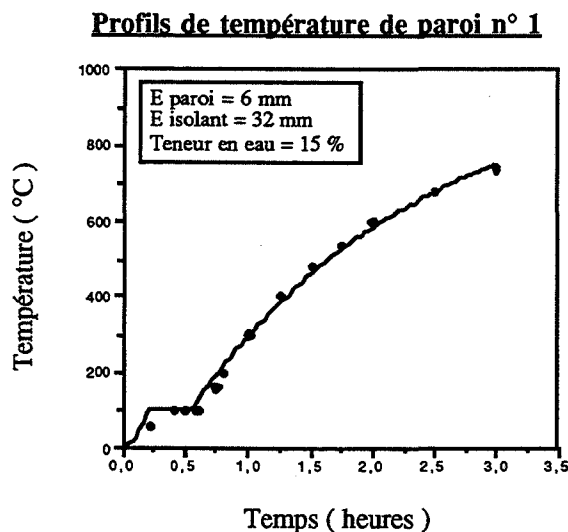
- $T_f = 1100\text{ }^{\circ}\text{C}$	température de rayonnement des flammes
- $\Psi = 0,9$	coefficient de rayonnement
- $\lambda_{iso} = 0,13\text{ W / m.K}$	conductivité thermique de l'isolant choisi
- $\rho_{iso} = 575\text{ kg / m}^3$	masse volumique de cet isolant
- $C_{iso} = 950\text{ J / kg.K}$	chaleur spécifique
- $\lambda_p = 15\text{ W / m.K}$	conductivité thermique de la paroi d'acier
- $\rho_p = 7800\text{ kg / m}^3$	masse volumique de l'acier
- $C_p = 500\text{ J / kg.K}$	chaleur spécifique de l'acier
- $\delta t = 0,5\text{ s}$	pas de temps de discrétisation.

Une mesure de teneur en eau, réalisée par les laboratoires d'essais intégrés au projet, nous donne une valeur type de $\phi \approx 14,3\text{ \%}$.

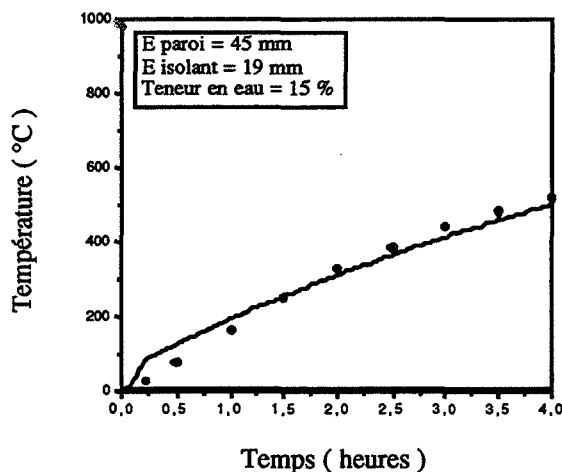
Malheureusement, cette valeur n'est pas du tout reproductible étant donné que la quantité d'eau nécessaire à l'application des produits sur les parois à protéger, n'est pas maîtrisable.

Cependant, nous considérons que $10\text{ \%} < \phi < 15\text{ \%}$ est une plage tout à fait acceptable.

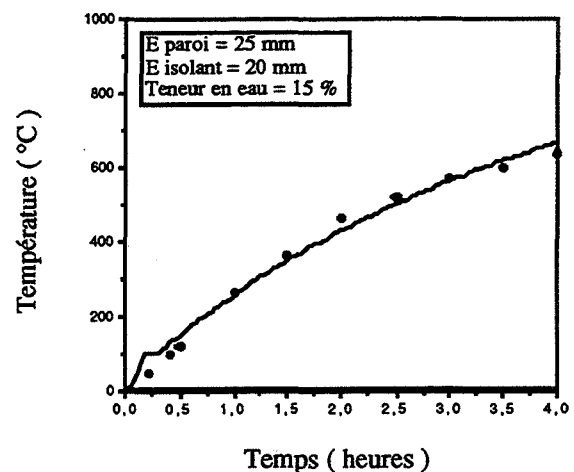
Sur les graphes suivants, les courbes de simulations sont représentées en traits continus et les losanges représentent les valeurs moyennes des points expérimentaux mesurés à l'aide de thermocouples, répartis dans les plaques d'acier.



Profils de température de paroi n° 3



Profils de température de paroi n° 4



Les résultats obtenus concernant les températures atteintes au niveau des parois sont similaires, dès l'instant où l'on dépasse les 100 °C.

A des niveaux inférieurs, la conductivité thermique de l'ignifuge est différente dans la réalité, étant donné qu'il réside de l'eau.

Cependant, la modélisation est satisfaisante.

Hormis pour les conditions n° 3, la durée du palier de vaporisation théorique semble concorder avec la réalité. Pour de faibles épaisseurs d'ignifuges, cette durée n'est pas visible, on constate simplement des points d'inflexion.

Il est à noter qu'au niveau de la modélisation, nous avons ajouté un module supplémentaire qui simule l'absorption de chaleur par la laine de roche, au niveau de la face non exposée de la paroi, ainsi qu'un échange par convection naturelle avec l'air ambiant (ce qui élimine l'hypothèse de paroi adiabatique), mais les résultats restent inchangés pour les durées d'exposition au feu considérées. Dans ce cas, les divergences n'apparaissent qu'après 6 ou 7 heures.

D'autre part, nous avons pu noter, lors de l'analyse des essais du C.S.T.B. et du C.T.I.C.M., que quelques expériences donnent des résultats peu concordants avec la majorité, notamment pour de faibles épaisseurs d'isolants (divergence des points de mesure de température après quelques heures et niveaux beaucoup plus élevés que ceux escomptés). Ceci peut s'expliquer du fait de dégradations locales intempestives du matériau utilisé, n'ayant donc plus la même efficacité de protection.

5. Utilisation du modèle: Extrapolation à des stockages

D'après la concordance des résultats de simulation avec les expériences, nous pouvons tirer quelques conclusions concernant ce type de protection.

En effet, cette démarche permet de maximaliser les conditions d'incendie et de soumettre la couche ignifuge et la paroi au transfert de chaleur le plus défavorable (Température de rayonnement des flammes à 1100 °C et paroi isolée en face non exposée).

Dans le cas d'un stockage réel, la paroi qui correspond à la partie de l'enveloppe au contact avec la phase vapeur, atteindra un niveau de température inférieur au cas précédent.

De plus, un incendie provoqué par la combustion d'hydrocarbure, ne rayonne jamais de manière homogène avec des flammes d'une telle intensité.

Dans ces conditions, en ce qui concerne la limitation en température de l'enveloppe d'un stockage, la méthodologie proposée au cours du programme 'G.A.S.A.F.E.', qui permet d'optimiser l'épaisseur d'un ignifuge placé dans le cas le plus contraignant, est forcément valable, car majorante, pour des stockages industriels de produits sous pression.

La norme française actuelle, recommande, par exemple, une température de paroi limitée à 427 °C (soit 700 K), après deux heures d'exposition au feu.

Donc, si X millimètres du produit ignifuge A permettent de limiter la température d'une paroi adiabatique à 427 °C, après deux heures d'exposition à des flammes rayonnant à 1100 °C, cette même quantité garantit un niveau de température inférieur, pour l'enveloppe d'un stockage réel, dont l'épaisseur est supérieure, lors d'un feu de nappe de butane rayonnant à 850 °C.

Pour dimensionner et optimiser cet écran thermique, il est possible de faire abstraction de l'influence de la teneur en eau, dans un ignifuge minéral.

En effet, comme la durée du palier de température constante est fonction de l'épaisseur de la paroi, de celle de la couche isolante, de la teneur en eau initiale et des conditions d'incendie, et que ces paramètres ne sont pas parfaitement maîtrisés, il est très difficile de la déterminer d'une manière précise.

Si on élimine ce palier, le temps nécessaire pour atteindre la température limite, est évalué par un décalage de l'échelle des temps au niveau des courbes de réponse en température, obtenues lors des différents essais.

Cependant, cette démarche donne une épaisseur nettement majorante qui peut poser quelques problèmes quant à son prix de revient et à sa technique d'application .

L'expérience n° 2, présentée précédemment, indique que la température d'une paroi adiabatique atteint 150 °C, après deux heures d'exposition aux flammes, alors que, sans le palier, on obtiendrait 420 °C.

La différence est importante...

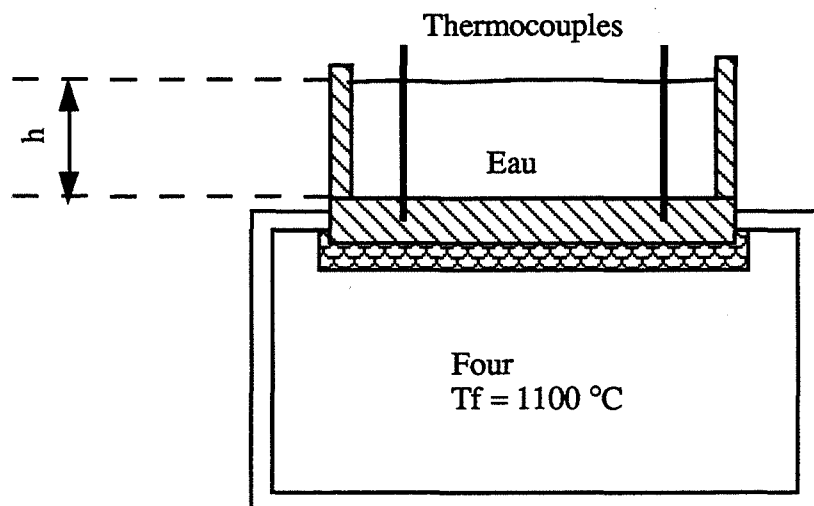
Il semble donc plus judicieux d'utiliser la modélisation proposée, pour optimiser l'épaisseur de protection à mettre en oeuvre.

6. Limite de validité de cette démarche

Si l'efficacité d'une couche ignifuge est prouvée et relativement bien maîtrisée au niveau de la limitation en température d'une paroi, il n'en est pas de même, quant à la protection qu'elle apporte à un stockage qui renferme du liquide en quantité plus ou moins importante.

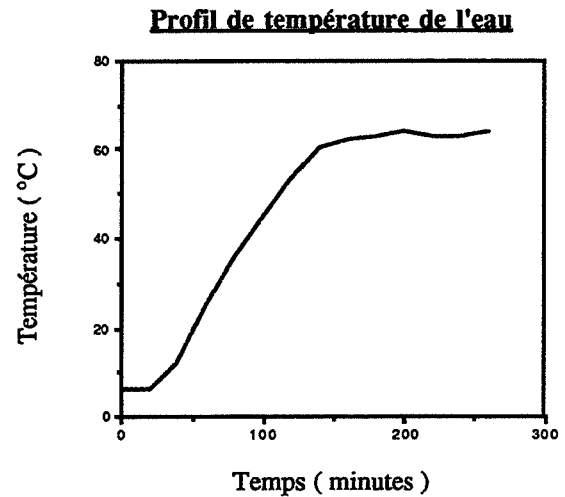
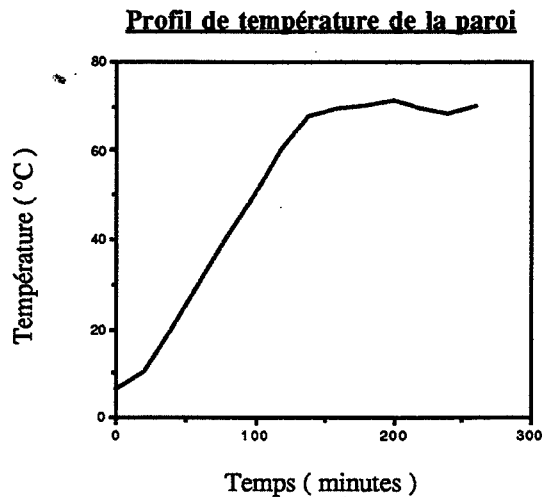
Le palier dû à la vaporisation de l'eau, n'apparaît bien évidemment que si l'ignifuge atteint 100 °C. Or, une enveloppe ayant une température trop élevée bien qu'inférieure à 100 °C, au contact avec la phase liquide d'un produit stocké sous pression, peut conduire à des conséquences néfastes au niveau de la pression interne du réservoir.

Nous présentons les résultats d'une expérience supplémentaire, où la paroi est en contact avec de l'eau et dont les conditions sont les suivantes:



Caractéristiques:

- Propriétés thermiques de l'isolant inchangées
- Épaisseur de la couche isolante = 50,5 mm
- Épaisseur de la paroi = 6 mm
- Hauteur d'eau surmontant la paroi: $h = 60\text{ mm}$



L'eau étant stockée à l'air libre, elle s'évapore au cours du temps et nous constatons une variation de la hauteur h en fonction du temps. L'amortissement des profils de température est dû à cette évaporation qui devient importante dès 60 °C.

Les thermocouples répartis dans le bac de rétention d'eau, donnent des valeurs convergentes à 2 ou 3 degrés près. Les mesures correspondantes permettent d'affirmer que l'eau subit un mouvement de convection naturelle qui l'homogénéise.

Les conditions expérimentales ne permettent pas d'effectuer de bilan énergétique global au niveau de ce système (la loi d'évaporation naturelle de l'eau n'étant pas maîtrisée).

Cependant, en négligeant ce phénomène, nous pouvons estimer le flux de chaleur transmis depuis le four. Soit:

$$Q = M_e C_e \Delta T_e \quad \text{la quantité de chaleur fournie à l'eau pendant 120 minutes}$$

$$P = M_e C_e \frac{\Delta T_e}{\Delta t} \quad \text{la puissance moyenne correspondante}$$

$$\Phi = \rho_e h C_e \frac{\Delta T_e}{\Delta t} \quad \text{le flux transmis à l'eau par unité de surface,}$$

on obtient $\Phi \approx 1,9 \text{ kW} / \text{m}^2$.

En conclusion, les 180 kW / m² émis par les brûleurs du four, sont en quasi-totalité absorbés par l'ignifuge et par la paroi. Cependant l'eau s'élève en température (et le niveau serait supérieur s'il n'y avait pas d'évaporation naturelle).

Que se passe-t-il si la paroi est en contact non plus avec de l'eau, mais avec la phase liquide d'un hydrocarbure sous pression comme le propane ?

L'ignifuge permet-t-il de limiter dans le temps cette température dans le cas d'un stockage réel ?

D.II. EFFICACITE D'UN IGNIFUGE APPLIQUE SUR UN STOCKAGE DE PROPANE, SOUMIS A UN INCENDIE

Pour mettre en évidence l'influence d'une couche isolante sur l'élévation de la pression interne d'un stockage, lors d'un incendie, il n'existe pas d'artifice expérimental, capable de simuler le comportement d'un hydrocarbure.

C'est pourquoi, la deuxième démarche du programme ' G.A.S.A.F.E. ' consiste à caractériser l'influence de cette protection, sur un réservoir de type industriel soumis à des conditions d'incendie similaires à celles provoquées par un feu de nappe.

Pour des raisons de sécurité et de pollution de l'environnement, il est manifestement impossible d'utiliser un feu naturel pour tous les essais prévus dans ce projet.

Aussi la première étape consiste à caractériser le rayonnement d'un feu de nappe de butane, de manière à pouvoir reproduire ultérieurement des conditions d'incendie similaires avec des brûleurs à combustion de propane contrôlée.

1. Caractérisation d'un feu de nappe

Dans cet essai, c'est un réservoir sphérique non protégé, rempli d'eau qui est placé dans un feu de nappe réel de butane.

En régime établi, ce récepteur réagit comme un corps noir et toute la chaleur qui lui est transmise, est absorbée par la circulation d'une quantité d'eau supplémentaire dont le débit est constant.

La mesure de l'élévation de la température du liquide entre l'entrée et la sortie du réservoir, permet de calculer, au moyen d'un bilan enthalpique, le flux de chaleur apporté par les flammes au système.

Une série de mesures redondantes permet également d'estimer:

- Le flux de chaleur émis par les flammes de butane; à l'aide de fluxmètres optiques
- La température de rayonnement des flammes; température mesurée dans une masselotte en acier de même composition que celui de l'enveloppe du réservoir, placée à proximité de la paroi.

Cet essai permet d'obtenir une valeur moyenne du flux de chaleur transmis de 75 kW / m^2 , avec une température de rayonnement des flammes qui oscille entre 800 et 850 °C.

Il est à noter que le dégagement de fumées provenant de la combustion non stoechiométrique du butane est impressionnant et doit ainsi atténuer, de manière non négligeable, l'échange avec le stockage.

Pour la série d'essais avec des réservoirs ignifugés contenant du propane, l'utilisation de brûleurs à combustion maîtrisée permet d'éviter un tel nuage de fumées. Néanmoins, ceux-ci sont dimensionnés et réglés pour obtenir les mêmes caractéristiques de rayonnement.

2. Ignifugation de sphères contenant du propane

Le but de ce projet n'est pas de caractériser l'efficacité d'un produit ignifuge précis, mais de valider une méthodologie permettant d'optimiser cet écran thermique.

Cette série d'essais doit permettre de compléter les résultats obtenus avec des parois planes adiabatiques, et doit constituer une base expérimentale solide, pour l'analyse du comportement d'un stockage d'hydrocarbure en cas d'incendie.

a./ Dispositif expérimental

Les réservoirs sphériques utilisés au cours de ce programme sont identiques:

- Diamètre externe de l'enveloppe : 1,7 m
- Epaisseur moyenne de la paroi : 1,2 cm
- Taux de remplissage en propane : 20 %.

Chaque sphère est équipée de deux soupapes de sécurité, déportées en hauteur et protégées du feu. Elles sont tarées respectivement à 17 et à 25 bars.

La première pression de tarage permet de limiter la température de la phase liquide à un niveau inférieur à la *Température Limite de Surchauffe* du propane; la deuxième n'ayant pour rôle que de pallier une éventuelle anomalie de fonctionnement de la première (soupape bloquée en position fermée).

Chaque réservoir est revêtu d'une couche ignifuge particulière dont les dimensions et les propriétés thermiques sont connues.

Outre les capteurs utilisés pour contrôler le rayonnement des flammes, des thermocouples sont installés pour mesurer:

- La température de l'enveloppe
- La température de la phase liquide
- La température de la phase vapeur du stockage.

Un capteur est également utilisé pour mesurer l'évolution de la pression interne du réservoir dans le temps.

b./ Résultats expérimentaux

Nous ne présentons qu'un seul essai réalisé avec un ignifuge de type minéral (palier de température constante, dû à la vaporisation de l'eau résiduelle du produit aux environs de 100 °C). Le produit utilisé dans cet exemple, est différent de celui utilisé au cours des essais précédents.

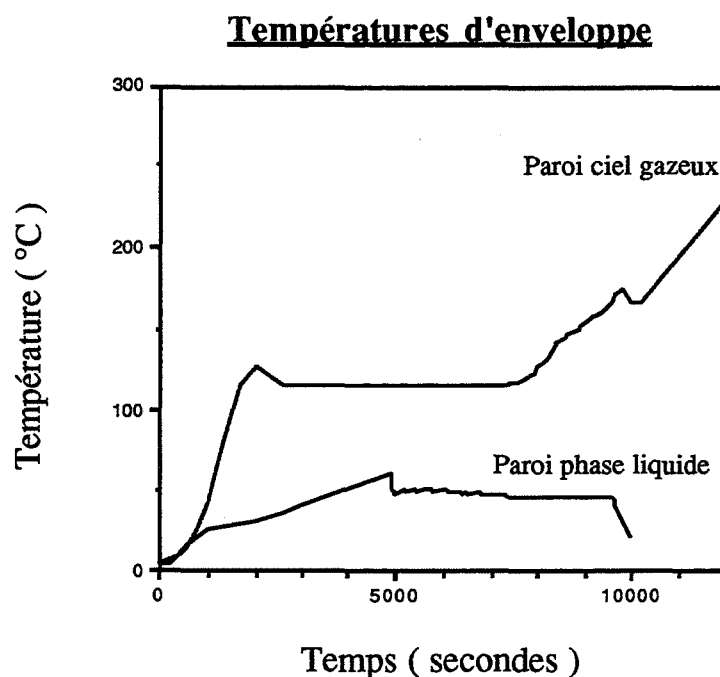
Les caractéristiques de la couche isolante sont:

- Epaisseur moyenne = 3,9 cm
- Masse volumique = 775 kg / m³
- Conductivité thermique = 0,18 W / m.K
- Chaleur spécifique = 970 J / kg.K
- Teneur en eau initiale ≈ 14,3 %.

Les brûleurs sont réglés de manière à obtenir environ 850 °C au niveau des masselottes (ce qui correspond approximativement à la température de rayonnement des flammes).

L'essai est poursuivi pendant plus de deux heures, jusqu'à ce que le réservoir soit vide de propane.

Nous présentons dans un premier temps les profils moyens de températures, obtenus au niveau de l'enveloppe (à l'interface paroi / couche ignifuge):



Au niveau de la température de la paroi du ciel gazeux, nous constatons un palier de température constant d'environ 7000 secondes (soit à peu près 1 heure et 55 minutes). Ce palier se situe à un niveau légèrement supérieur à 100 °C, ce qui tend à prouver qu'il existe bel et bien une évaporation d'eau au niveau de l'interface paroi / couche isolante, mais que celle-ci ne se produit pas dans les conditions normales (c'est-à-dire à pression atmosphérique).

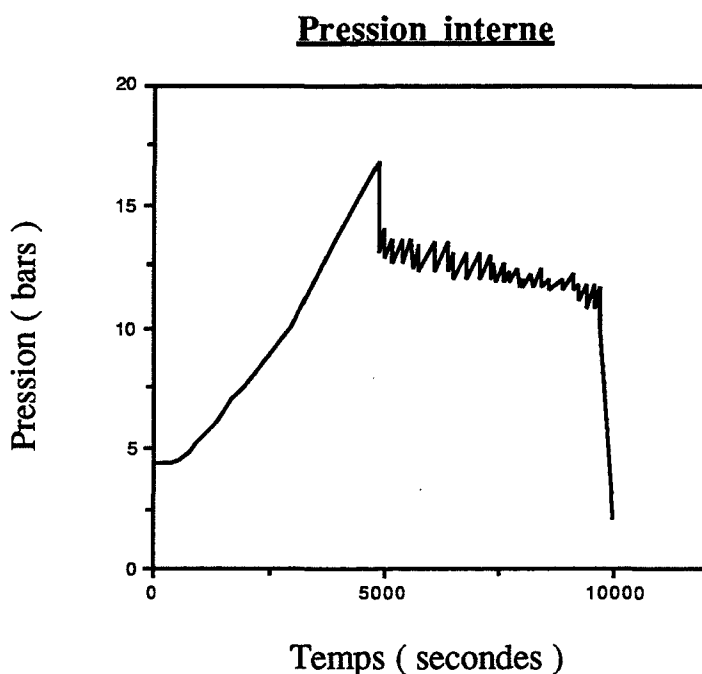
Hormis l'hypothèse d'une erreur systématique des mesures de température (tous les thermocouples installés au contact de la paroi indiquent cet écart), ce décalage peut avoir deux explications:

-Il existe un phénomène de surpression, dû à la migration de l'eau vers la paroi, qui provoque ce retard à l'évaporation.

-La protection n'est pas assurée de manière homogène, ce qui crée une surchauffe locale de la paroi, suivie d'une absorption de chaleur généralisée dans toute l'enveloppe.

Quant à la température de la paroi qui est au contact avec la phase liquide, elle n'excède pas 60 °C, tant qu'il reste du propane liquide à l'intérieur du stockage.

La courbe représentative de l'évolution de la pression interne du stockage est très significative:



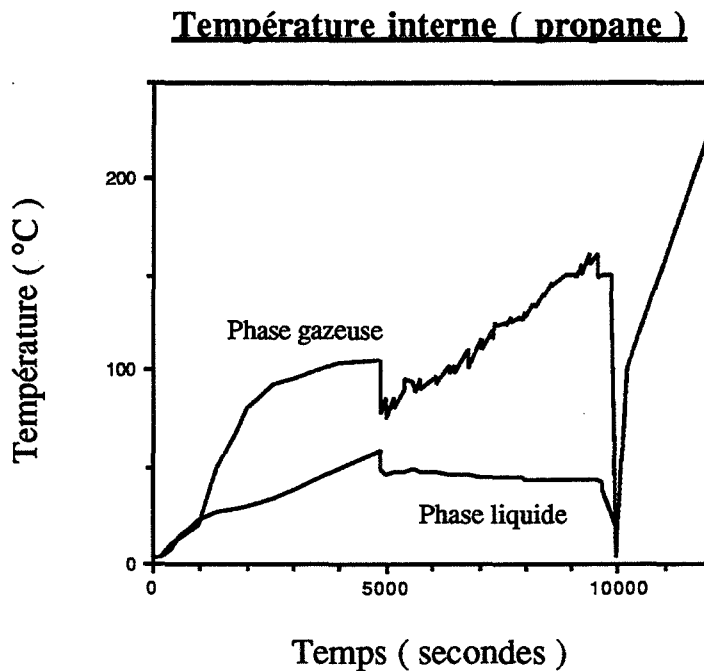
La pression interne n'excède pas 17 bars du fait que la soupape de sécurité évacue toutes les surpressions.

Il est à noter que la première ouverture de cet événement s'effectue bien à la pression de tarage, après 4800 secondes d'exposition au feu (soit 1 heure et 20 minutes). Les ouvertures suivantes se

produisent de manière cyclique, à une pression inférieure, ce qui traduit un effet de fatigue du ressort de la soupape.

Après 9800 secondes, la pression chute car tout le propane s'est évacué.

Les profils de température des différentes phases du fluide stocké suivent celui de la pression interne:



La température du propane liquide atteint son maximum à 53 °C, juste avant la première ouverture de la soupape, puis se maintient à une température à peu près constante jusqu'à la fin de l'essai.

La phase gazeuse évolue jusqu'à 100 °C environ sans que le phénomène de palier de température de paroi constant ne soit mis en évidence. Elle subit un refroidissement lors de la première ouverture de l'évent, puis elle continue d'évoluer jusqu'à la disparition complète du propane.

Remarque: Toutes les courbes représentant des profils de températures sont établies à partir de valeurs moyennes. Pour tout ce qui concerne la phase liquide, les différents thermocouples donnent des valeurs voisines. Mais les résultats diffèrent davantage au niveau de la paroi correspondant au ciel gazeux. Certains thermocouples indiquent en particulier, une montée en température jusqu'à 250 °C avant de se stabiliser autour des 125 °C correspondant au palier de vaporisation de l'eau de la couche ignifuge.

3. Exploitation des résultats expérimentaux

D'après la série d'expériences réalisées sur des sphères ignifugées, contenant du propane, nous pouvons tirer différentes conclusions concernant l'efficacité de la protection d'un stockage par ignifugation.

a./ Limitation de la température de l'enveloppe dans le temps

L'exemple présenté précédemment met en évidence la limitation de l'évolution de la température de l'enveloppe du réservoir dans le temps.

En effet, la simulation de ce réservoir, à l'aide du logiciel -PLGS 2-, lorsqu'il n'y a pas de couche ignifuge, indique que la paroi enveloppant le ciel gazeux de ce réservoir, atteint 427 °C après environ 550 secondes d'exposition au feu (la première ouverture de la soupape de sécurité apparaissant après 420 secondes).

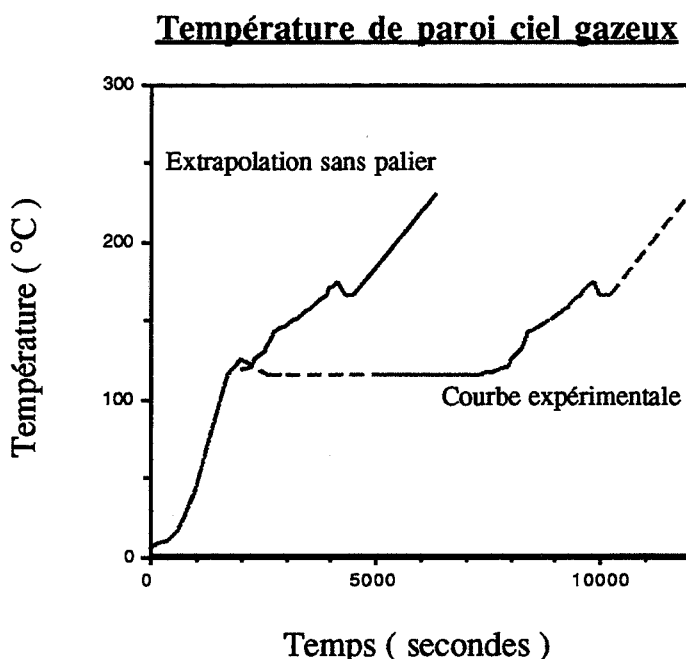
L'expérience montre qu'avec une couche ignifuge, la température maximale atteinte par l'enveloppe de ce même réservoir n'est que de 130 °C, après deux heures d'incendie.

Cette couche ignifuge, telle qu'elle a été dimensionnée, est très efficace car elle offre une marge de sécurité de presque 300 °C par rapport à la température limite escomptée.

Cependant, cette marge qui est obtenue grâce au palier à température constante (≈ 120 °C), est fonction de la teneur en eau initiale de la couche ignifuge. Et ce paramètre n'est malheureusement pas parfaitement maîtrisé car il dépend des conditions d'application du produit.

Il est possible d'utiliser un artifice qui permet de faire abstraction de ce paramètre.

Nous présentons le profil de température de la paroi côté ciel gazeux, de l'exemple expérimental précédent, en éliminant le palier dû à la vaporisation de l'eau:



Cet artifice, qui revient à considérer que la teneur en eau dans le produit ignifuge est nulle, permet de constater que, même sans palier, la température de l'enveloppe n'atteint pas 427 °C après deux heures d'exposition au feu.

En conclusion, même le cas le plus pessimiste permet de limiter la température de l'enveloppe à un niveau inférieur à celui qui est préconisé (427 °C, 2 heures).

L'ignifuge, tel qu'il a été dimensionné, joue parfaitement son rôle d'écran thermique pour protéger la paroi du réservoir contre des niveaux de température néfastes.

Remarque: On peut observer sur ce graphe, une différence au niveau des vitesses de montée en température de la paroi avant et après le palier. Ceci traduit la modification des propriétés thermiques de l'ignifuge lorsque l'eau qu'il contient disparaît. La présence de l'eau semble augmenter les transferts de chaleur à la paroi

Ce type d'ignifuge offre, par conséquent, une efficacité maximale uniquement lorsqu'il a atteint le niveau de température correspondant à la vaporisation de l'eau qu'il contient.

b./ Comparaison: Essai sur réservoir / Essai sur paroi plane adiabatique

Nous effectuons une comparaison des profils de température de paroi obtenus pour un stockage contenant du propane avec celui obtenu sur une paroi plane de même épaisseur, isolée en face arrière avec 5 centimètres de laine de roche.

La couche ignifuge de 3,9 centimètres d'épaisseur est identique, ainsi que les conditions d'incendie.

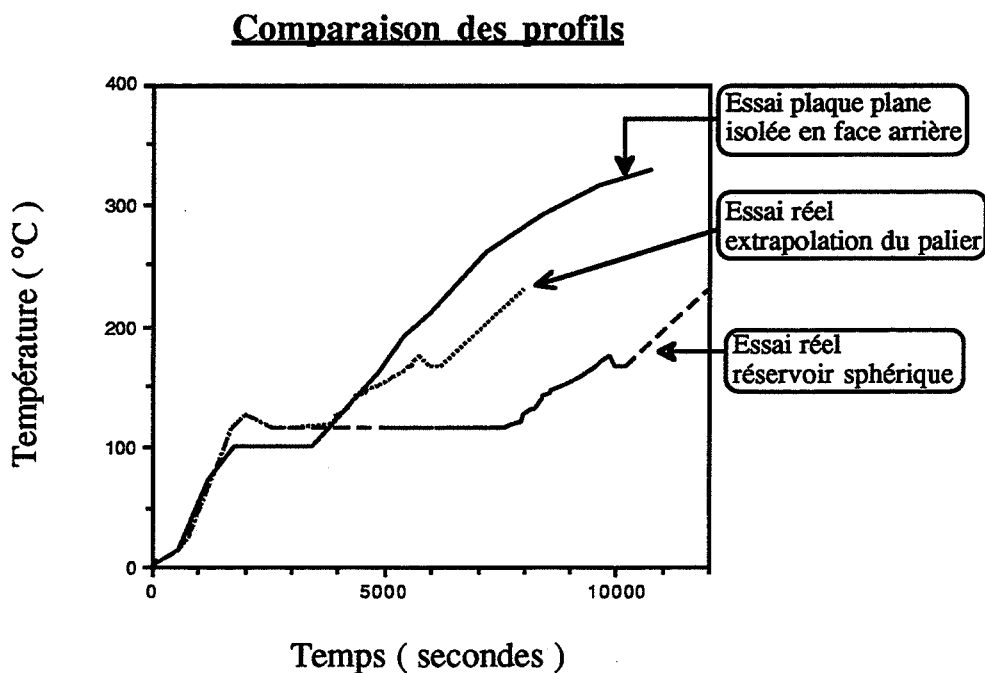
Nous juxtaposons sur le même graphe:

-L'évolution réelle de la température de la paroi du réservoir en contact avec le ciel gazeux

-L'évolution de la température de la paroi plane qui est isolée en face non exposée

-Le profil de température obtenu pour la paroi du réservoir, après avoir ajusté la longueur du palier avec celle de la plaque plane.

Il est à noter que les deux essais sont réalisés dans des conditions les plus voisines possibles.



La courbe obtenue avec le palier extrapolé, présente une montée en température moins rapide que celle de la paroi plane.

Le décalage d'environ 20 °C, au niveau du palier à température constante, n'a pas une grande influence sur la réponse globale de chaque système.

L'évolution de la température de la paroi du ciel gazeux est atténuée et ce, pour trois raisons:

- Bien qu'il soit faible, l'échange de chaleur (par convection et par rayonnement) entre la paroi et l'intérieur du stockage, introduit un refroidissement de celle-ci.

- L'évacuation des surpressions à l'aide de la soupape de sécurité introduit également un refroidissement non négligeable de la phase vapeur du fluide stocké.

- Il existe un transfert conductif au sein de l'enveloppe car la zone en contact avec la phase liquide est à un niveau de température nettement inférieur.

Ces trois raisons interviennent également sur la durée du palier. Et, bien que l'on ne maîtrise pas parfaitement ce dernier, ces observations tendent à prouver que les essais réalisés sur des parois planes ignifugées sont bien représentatifs du cas le plus contraignant concernant l'élévation en température d'un système protégé par ignifugation.

D'autre part, les simulations effectuées avec le logiciel -PLGS 2-, montrent que l'enveloppe d'un stockage rempli à 20 % , atteint des températures plus élevées que si le même stockage est rempli à 80 %. En utilisant l'hypothèse de la stratification thermique de la phase liquide d'un hydrocarbure,

si celui-ci est stocké avec un taux de remplissage élevé, la soupape de sécurité s'ouvre après un délai plus court et l'enveloppe est, par conséquent, mieux refroidie.

Il reste à vérifier qu'une telle démarche peut s'appliquer à un stockage industriel de grande dimension (diamètre externe de l'enveloppe de l'ordre de 10 mètres).

En considérant l'hypothèse que l'échange de chaleur entre l'enveloppe et le ciel gazeux d'un réservoir est négligeable, toute la chaleur fournie par l'incendie est absorbée par la paroi.

Si nous considérons, de plus, que l'évent ne fonctionne pas et qu'il n'y a pas de limitation en pression dans le réservoir, le taux de remplissage n'intervient plus car il n'y a plus de phénomène de refroidissement interne.

Dans ces conditions, pour un même rayonnement des flammes, l'apport de chaleur à la paroi est maximum quand le rapport $\frac{\text{Surface exposée}}{\text{Volume à chauffer}}$ est maximum.

Or, le volume à chauffer, d'après nos hypothèses, correspond au volume de la zone au contact avec la phase gazeuse. Si e représente l'épaisseur de la paroi, le rapport a pour expression:

$$\frac{\text{Surface exposée}}{\text{Volume à chauffer}} \approx \frac{1}{e}$$

Du fait que, plus un réservoir est de grande dimension, plus l'épaisseur de l'acier constituant l'enveloppe est importante, le cas le plus défavorable est celui d'un réservoir de petite taille.

En conclusion, pour ce qui concerne la limitation en température d'un réservoir, l'optimisation d'une couche ignifuge, peut s'effectuer d'après les résultats obtenus sur des parois planes adiabatiques.

Cette démarche est majorante donc acceptable du point de vue sécurité, non seulement pour des stockages tels que ceux utilisés au cours du programme ' G.A.S.A.F.E.', mais aussi pour n'importe quel stockage de produit sous pression, de type industriel.

c./ Efficacité de la protection au niveau de la pression interne

Si une couche ignifuge est très efficace pour limiter la température de la paroi d'un stockage dans le temps, elle ne permet pas de maintenir la pression interne à une valeur inférieure à celle du tarage de la soupape de sécurité.

L'essai exposé précédemment, montre que la première ouverture de l'évent s'effectue après 1 heure et 20 minutes d'exposition aux flammes.

Le transfert de chaleur dans la phase liquide est nettement réduit, mais il reste non négligeable car il peut impliquer une élévation de la pression supérieure aux conditions acceptables, dans un laps de temps inférieur à deux heures.

En identifiant à une droite le profil de température de la phase liquide du stockage, entre l'instant initial et 1 heure 20 minutes d'exposition aux flammes, nous pouvons estimer le flux de chaleur moyen transmis au propane liquide. Soit:

$$\Phi \approx \frac{M_L C_L \Delta T_L}{S \Delta t} \approx \frac{\rho_L V_L C_L \Delta T_L}{S \Delta t}$$

avec:

M_L	masse de propane liquide	
V_L	volume liquide (taux de remplissage = 20 %)	$\approx 0,52 \text{ m}^3$
ρ_L	masse volumique du liquide prise à la température moyenne	$\approx 510 \text{ kg / m}^3$
C_L	chaleur spécifique du propane	$\approx 2450 \text{ J / kg.K}$
Δt	temps d'exposition aux flammes jusqu'à la première ouverture de l'évent	$\approx 4800 \text{ s}$
ΔT	élévation de température du liquide jusqu'à la première ouverture de l'évent	$\approx 50 \text{ }^\circ\text{C}$
S	surface de paroi en contact avec la phase liquide	$\approx 2,6 \text{ m}^2$

Nous obtenons un flux moyen: $\Phi \approx 2,5 \text{ kW / m}^2$.

Par rapport aux 75 kW / m^2 qui sont transmis à un stockage nu, la couche isolante absorbe plus de 90 % de la chaleur provenant de l'incendie. Mais cette efficacité n'est pas suffisante si l'on considère que l'ignifuge doit parer au dysfonctionnement éventuel d'un événement pendant deux heures.

Si ce cas de figure se produit, en s'appuyant sur ce calcul, la température de la phase liquide atteint $75 \text{ }^\circ\text{C}$ après deux heures d'incendie.

Si l'hypothèse d'équilibre thermodynamique du liquide avec sa vapeur saturante est vérifiée, et si l'évaporation interne du propane est supposée linéaire en fonction de la température du liquide, la pression interne du réservoir est alors d'environ 22 bars.

Le stockage se trouve ainsi dans des conditions catastrophiques d'un B.L.E.V.E. en cas de rupture de l'enveloppe.

Il est à noter que nous utilisons ici un exemple de stockage où le taux de remplissage est faible. Or, si l'hypothèse de stratification est admise, un réservoir d'hydrocarbure à taux de remplissage élevé réagit beaucoup plus rapidement en pression.

De plus, si ce type d'ignifuge réagit de manière relativement efficace à basse température, il n'en est pas forcément de même pour un ignifuge de type minéral qui n'est influent que lorsqu'une réaction chimique endothermique apparaît, à une température généralement supérieure à $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Nous avons pu observer une première ouverture de soupape après environ 20 minutes d'exposition aux flammes, lors d'un essai du programme ' G.A.S.A.F.E.', utilisant un tel ignifuge.

En conclusion, si l'ignifuge doit limiter la pression interne d'un stockage de produit sous pression, la méthodologie proposée, basée sur des expériences avec des parois planes adiabatiques, est insuffisante en tant que telle, pour optimiser l'épaisseur d'un produit ignifuge en garantissant le maintien de la pression interne à un niveau satisfaisant.

Il est alors nécessaire de prendre en compte le comportement thermodynamique du fluide stocké, pour pallier un dysfonctionnement de la soupape de sécurité.

Le second objectif du programme ' G.A.S.A.F.E.' est de déterminer l'influence d'une couche ignifuge sur le transfert de chaleur à la phase liquide.

COMPARAISON
DES DEUX PROTECTIONS

E. COMPARAISON DES DEUX PROTECTIONS

Il est intéressant de pouvoir effectuer une comparaison des deux types de protection, de manière à mettre en évidence les avantages et les inconvénients de chacun.

Réaliser cette comparaison en simulant le comportement de parois planes verticales, isolées en face arrière, c'est se rapprocher des conditions réelles de comportement de la paroi en contact avec le ciel gazeux d'un stockage sous pression.

Nous considérons donc une paroi plane verticale dont les caractéristiques sont:

- Longueur = 10 m
- Largeur = 1 m (unitaire)
- Epaisseur = 3 cm
- Conductivité thermique = 15 W / m.K
- Masse volumique = 7800 kg / m³
- Chaleur spécifique = 500 J / kg.K.

Nous soumettons cette paroi aux conditions d'incendie les plus défavorables (face exposée et donc protégée, totalement sous l'impact des flammes; soit $\Psi = 0,9$).

Les températures de rayonnement des flammes sont imposées à 850 °C et 1100 °C.

Nous présentons en fonction des conditions, la température maximale atteinte par la paroi.

*Résultats avec arrosage par ruissellement

La température maximale de la paroi est obtenue dans sa partie inférieure.

Le régime stationnaire est obtenu après une dizaine de minutes.

Si $T_f = 850$ °C

Débit imposé (largeur = 1 m) (m ³ / h)	2,4	3,6	5,4	7,2
Taux d'évaporation (%)	20	7	1	0,3
Température maxi d'arrosage (°C)	100	100	88	71
Température maxi de paroi (°C)	103	100,5	89	71

Si $T_f = 1100\text{ }^{\circ}\text{C}$

Débit imposé (largeur = 1 m) (m^3 / h)	5,4	7,2	9	10,8
Taux d'évaporation (%)	37	35	32	17
Température maxi d'arrosage ($^{\circ}\text{C}$)	100	100	100	100
Température maxi de paroi ($^{\circ}\text{C}$)	104	103	102	100

*Résultats avec ignifuge

L'ignifuge utilisé est de type minéral; cependant nous négligeons toute influence de l'eau qu'il contient (pas de palier de vaporisation). On obtient ainsi les conditions les plus défavorables.

Conformément aux normes en vigueur, le temps nécessaire pour éviter la détérioration (voire l'explosion) d'un stockage, est fixé à 2 heures; ce qui n'est pas suffisant pour atteindre un régime stationnaire avec ce type de protection.

Aussi nous présentons les températures de paroi après cette durée d'exposition au feu en précisant bien que ces valeurs ne sont pas maximales.

Caractéristiques de l'ignifuge simulé:

-Conductivité thermique = $0,15\text{ W} / \text{m.K}$

-Masse volumique = $575\text{ kg} / \text{m}^3$

-Chaleur spécifique = $950\text{ J} / \text{kg.K}$.

Si $T_f = 850\text{ }^{\circ}\text{C}$ - durée = 2 h

Epaisseur d'ignifuge (mm)	20	30	50	80	100
Température de paroi ($^{\circ}\text{C}$)	324	242,5	161,5	107	72

Si $T_f = 1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ - durée = 2 h

Epaisseur d'ignifuge (mm)	20	30	50	80	100
Température de paroi ($^{\circ}\text{C}$)	410,5	301	193,5	119,5	94

*Analyse des résultats:

Si la température de rayonnement des flammes est de 850 °C (cas d'un feu de nappe de butane), la protection par film ruisselant est très satisfaisante si le débit minimum de 3,6 m³ / h par unité de largeur d'écoulement est imposé.

Pour une valeur inférieure, il peut apparaître un phénomène d'ébullition au niveau du film et donc risque de création de zones sèches.

Si le débit est suffisant et s'il n'y a pas d'obstacles pouvant perturber l'écoulement, le principal avantage de cette protection réside dans le fait que la température de la paroi est toujours limitée à 100 °C environ, et ce, quelle que soit la durée de l'incendie.

En revanche, si la température de rayonnement est de 1100 °C, le débit minimum à imposer est beaucoup plus important pour obtenir une bonne efficacité de protection. Ceci peut donc poser de gros problèmes aux industriels quant au dimensionnement de leur système d'alimentation en eau sur un site.

Pour le cas de la protection au moyen d'un ignifuge, la philosophie est assez différente.

En effet, cette protection étant passive (aucune intervention humaine ou pilotée n'est nécessaire en cas d'incendie), elle offre une meilleure fiabilité en cas d'accident.

Quelle que soit son épaisseur, la couche isolante joue son rôle d'écran thermique.

Cependant, bien que cette protection ne nécessite aucun entretien, le risque de détérioration due au vieillissement du produit dans le temps, n'est pas parfaitement maîtrisé.

De plus, sa résistance mécanique peut être atténuée en cas d'agression par une flamme de type chalumeau, ou même sous l'impact d'un jet d'eau de lance à incendie.

*En résumé:

	Arrosage	Ignifugation
Type de protection	(-) Active	(+) Passive
Tenue au feu	(-) Risque de zones sèches	(-) Risque de détérioration
Entretien	(-) Périodique et fréquent	(+) A l'inspection
Technique d'application	(+) Simple	(-) Spécifique au produit
Efficacité	(-) Fonction du débit (+) Possibilité d'adaptation	(+) Permanente (-) Imposée à l'application
Type d'écran thermique:		
Limite en température	(+) Oui (≈ 100 °C)	(-) Non
Transfert en phase liquide	(-) Atténuation fonction du débit; efficacité à débit élevé	(+) Toujours atténué

CONCLUSION

CONCLUSION

La protection thermique des réservoirs de produits pétroliers inflammables sous pression est une mesure indispensable qui contribue à éviter aux stockages d'atteindre des conditions critiques pouvant être à l'origine d'un B.L.E.V.E., en cas d'incendie.

L'étude proposée caractérise les deux principales méthodes de protection actuellement retenues qui sont l'arrosage de l'enveloppe par ruissellement d'eau et l'ignifugation.

Elle met en évidence d'un point de vue technologique, les avantages et les inconvénients de chacune.

La modélisation proposée, qui traduit le comportement énergétique de chaque dispositif, est validée de manière satisfaisante par des expériences à plus ou moins grande échelle.

De plus, le principe de résolution utilisé peut facilement s'adapter pour être inclus sur des logiciels qui simulent le comportement de stockages d'hydrocarbures entourés de flammes.

Cependant, cette étude ne semble pas suffisante en tant que telle, pour garantir l'efficacité de tels dispositifs, sur de tels stockages.

En effet, si la limite en température de l'enveloppe d'un réservoir est garantie dans le temps, il n'en est pas de même, pour la limitation de la pression interne.

Il est admis que c'est la température de la phase liquide du fluide stocké qui fixe la pression interne du réservoir. Or si cette dernière est trop élevée, le réservoir se trouve dans des conditions critiques. S'il existe un dysfonctionnement au niveau de la soupape de sécurité, les surpressions internes peuvent ne pas être évacuées.

Dans ces conditions, même si la température de la paroi est maintenue à un niveau jugé satisfaisant, la rupture mécanique du stockage peut se produire par surpression excessive.

Pour éviter ce scénario, il est toujours possible de dimensionner une protection (arrosage ou ignifugation) pour limiter la température de l'enveloppe à un niveau inférieur à la Température Limite de Surchauffe du liquide interne.

Mais est-il technologiquement possible d'augmenter à l'infini un débit d'arrosage ou une épaisseur d'ignifuge, jusqu'à l'obtention de l'efficacité souhaitée ?

Nous avons pu constater un phénomène de saturation au niveau de l'arrosage par ruissellement. En effet, à partir d'un certain débit (environ $15 \text{ kg} / \text{m}^2.\text{min.}$), il existe toujours un film protecteur homogène le long de la paroi, mais il apparaît également un décollement non négligeable de gouttelettes au niveau du plan équatorial du support. Le débit d'arrosage n'est alors plus conservé et, par conséquent, la protection est moins efficace sur toute la partie inférieure du réservoir.

En ce qui concerne l'adaptation d'un ignifuge, la technologie d'application est élaborée pour une plage d'épaisseurs spécifique à chaque produit. Surdimensionner une couche peut engendrer, sous l'action de son propre poids, un effet d'hétérogénéité qui diminue considérablement l'efficacité de cette protection.

Pour poursuivre la démarche d'optimisation de la protection des stockages contre l'incendie, il semble nécessaire de poursuivre les recherches, afin de limiter la température de la phase liquide d'un stockage sous pression.

En particulier, il serait intéressant de reconsidérer le rôle et le dimensionnement des soupapes de sécurité; leur suprématie restant inégalable pour pallier les phénomènes de surpressions.

Mettre en évidence d'une manière expérimentale à des échelles suffisantes, les mécanismes d'évaporation et d'ébullition au sein d'un liquide stocké sous pression, permettrait également de déterminer les conditions les plus défavorables de stockage (géométrie, taux de remplissage...).

Il serait alors possible de simuler le comportement thermohydraulique d'un fluide de manière plus précise, et d'optimiser les dispositifs de protection en conséquence.

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **DAVENPORT J.**; "Hazards and protection of pressure storage of liquefied petroleum gases"; -5th International Symposium Loss Prevention and Safety Promotion in the process industries-; vol.1, Lecture 22; Septembre 1986.
- [2] **PIETERSEN C.K.**; "Analysis of LPG disaster in San Juan Ixhuatepec, Mexico City 19 Nov. 1984"; T.N.O. Report Ref. 85-0222 / 8727-13325; Mai 1985.
- [3] **Ad Hoc Committee**; "Nomenclature for hazard and risk assessment in the process industries" ; pub. -I.Chem.E.-; Rugby, 1985.
- [4] **REID R.C.**; "Possible mechanism for pressurized-liquid tank explosions or BLEVEs"; -Science-; vol. 203; p. 1263-1265; 1979.
- [5] **HESS K., HOFFMANN W. et STOECKEL A.**; Papier présenté au -First International Loss Prevention Symposium-; La Hague, 1974.
- [6] **JONES M.R.O.**; "Vapour explosions resulting from rapid depressurisation of liquids. The importance of initial temperature"; -IChemE Symposium Series-; n° 85; p. 357-362; 1984.
- [7] **KATZ D.L.**; "Superheat-limit explosions"; -C.E.P. Journal-; vol. 68, n°5; p. 68-69; 1972.
- [8] **BLANDER M.**; "Bubble nucleation in liquids"; -A.I.Ch.E. Journal-; vol. 21, n° 5; p. 833-848; 1975.
- [9] **PORTEOUS W. et BLANDER M.**; "Limits of Superheat and explosive boiling of light hydrocarbons, halocarbons and hydrocarbon mixtures"; -A.I.Ch.E. Journal-; vol. 21, n° 3; p. 560-566; 1975.
- [10] **COLE R.**; " Boiling nucleation"; -Advance Heat Transfer-; vol. 10; p. 85-166; 1974.
- [11] **EBERHART J.G., KREMSNER W. et BLANDER M.**; "Metastability limits of superheated liquids: Bubble nucleation temperatures of hydrocarbons and their mixtures"; -Journal of Colloid & Interface Science-; vol. 50, n° 2; p. 369-378; 1975.
- [12] **BASU D.K. et SINHA D.B.**; "A study of superheat property of liquids"; -Indian Journal of Physics-; p. 198-204; 1968.
- [13] **WIEKEMA B.J.**; "Vapour cloud explosion"; T.N.O.: -Yellow Book- Part. II, Ch. 8; 1979.
- [14] **OPPENHEIM A.K., KUHL A.L., LUNDSTROM E.A. et KAMEL M.M.**; "A parametric study of self-similar blast waves"; -Journal of Fluid Mechanisms-, vol. 52, part. 4; p. 657-682; 1972.
- [15] **HOLDEN P.L. et REEVES A.B.**; "Fragment hazards from failures of pressurised liquefied gas vessels"; -I.Chem.E Symposium Series-; n° 93; p. 205-220; 1985.
- [16] **HARDEE H.C. et LEE D.O.**; "Thermal hazard from propane fireballs"; -Transportation Planning and Technology-; vol. 2, p. 121-128; 1973.

Références bibliographiques

- [17] **ROBERTS A.F.**; "The effect of conditions prior to loss of containment on fireball behaviour"; -I.Chem.E Symposium Series-; n° 71; p. 181-190; 1982.
- [18] **EFFECTS** : -Computer program for calculation of the physical effects of the release of hazardous materials-; par TNO Environmental and Energy Research; Hollande 1990.
- [19] **T.N.O. : -Yellow Book-**; "Methods for the calculation of the physical effects of the escape of dangerous material"; Directorate-General of Labour; Hollande; 1979.
- [20] **RAMSKILL P.K.**; " A user guide to -ENGULF- a computer code to model the thermal response of a tank engulfed in fire"; U.K. Atomic Energy Authority SRD / HSE / R 414; 1987.
- [21] **BEYNON G.V. et al.**; " Fire engulfment of LPG tanks: -HEATUP-, a predictive model"; -Journal of hazardous materials-; vol. 20, section III; p. 227-238; 1988.
- [22] **BIRK A.M.**; "Modelling the response of tankers exposed to external fire impingement"; -Journal of hazardous materials-; vol. 20, section III; p. 197-225; 1988.
- [23] **VENART J.E.S. et al.**; "Thermal modelling of LPG tanks engulfed in flames"; -Heat and Technology-; vol.3, n° 3 / 4; p. 1-23; 1985.
- [24] **MOODIE K.**; "Experiments and Modelling:- an overview with particular reference to fire engulfment-"; -Journal of Hazardous Materials-; vol.20, section III; p. 149-175; 1988.
- [25] **CORRIOU J.P., ADRIAN J.C., PY J.L., PAPP R. et DEPEYRE D.**; "Simulation d'un réservoir d'hydrocarbures liquéfiés environnés de flammes"; -Thermique et Génie des Procédés-; Rencontre S.F.T.; Nancy, 1989.
- [26] **AYDEMIR N.U., SOUSA A.C.M. et VENART J.E.S.**; "Transient thermal stratification in heated partially filled horizontal cylindrical tanks"; -22nd ASME / AIChE National Heat Transfer Conference-; ASME pap. n° 84-HT-60; 1984.
- [27] **VENART J.E.S et al.**; "Experiments of thermo-hydraulic response of pressure liquefied gases in externally heated tanks with pressure relief"; -Plant Operation Progress-; vol. 7, n° 2; p. 139-144; 1988.
- [28] **MOODIE K. et al.**; "Total pool fire engulfment trials on a 5-tonne LPG tank"; HSE Internal Report n°. IR / L / FR / 87 / 27; 1987.
- [29] "Railroad tank-car safety research and test project. Phase II: Report on analysis of fifth-scale fire tests"; AAR RPI, RA-11-5-26; 1973.
- [30] "Railroad tank-car safety research and test project. Phase II: Report on full-scale fire tests"; AAR-RPI, RA-11-6-31, AAR-R-201, US6 AFI 17-75 ENG(BK).
- [31] **MOODIE K., BILLINGE K. et CUTLER D.P.**; "The fire engulfment of LPG storage tanks"; -I.Chem.E. Symposium Series-; n°93, p. 87-106; 1985.
- [32] **AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE**; "Guide for pressure-relieving and depressuring systems"; - API Recommended Practice 521-, Second edition; 1982.
- [33] **ROHSENOW W.M., HARTNETT J.P. et GANIC E.N.**; -Handbook of Heat Transfer Fundamentals-; 2^{ème} édition, ch. 12: "Boiling"; 1985.
- [34] **DROSTE B.**; "Fire protection of LPG tanks with thin sublimation and intumescent coatings"; -Hazard Prevention-; p. 18-24; 1991.

- [35] ' G.A.S.A.F.E.'; programme d'étude concernant l'étude de l'ignifugation des réservoirs de GPL; géré par le G.E.S.I.P.; 1992; communication à paraître.
- [36] PETTIT A.B.; "Protection of vessels exposed to fire"; -Safety Memorandum n° 123-; 1945.
- [37] BRAY G.A.; "Fire Protection of Liquid Petroleum Gas Storage Tanks"; -I.G.E. Journal-; n°659; p.776-789, Novembre 1964.
- [38] BILLINGE K. MOODIE K., et BECKETT H.; "The Use of Water Sprays to Protect Fire Engulfed LPG Storage Tanks"; -5th. Int. Symposium Loss Prevention & Safety Promotion in the Process Industries-; vol.2, lect.47; p. 1-21; 1986.
- [39] MADDISON T.E.; "The fire protection of LPG storage vessels: The design of water spray systems ; an SRD study "; -LPGITA [UK] Seminar-; AES / TD7 / E-1 / 10.89 / SAH; 1989.
- [40] SCHOEN W. et DROSTE B.; "Investigations of water spraying systems for LPG storage tanks by full scale fire tests"; -Journal of Hazardous Materials-; vol. 20; p. 73-82; 1988.
- [41] NUSSELT W.; V.D.I. n° 60 p. 549-569; 1916.
- [42] SPINDLER B.; " Structure des vagues et mécanismes des transferts à l'interface des films liquides "; Rapport CEA-BIB-228; 1978.
- [43] SPINDLER B.; " Equations gouvernant l'écoulement plan d'un film liquide avec flux de chaleur à la paroi et changement de phase à l'interface "; Rapport CEA-R-5061; 1981.
- [44] SOLESIO J.N.; " Stabilité des films liquides en écoulement cylindrique vertical "; Rapport CEA-R-4887; 1977.
- [45] CAMPERGUE D.; " Contribution à l'étude du ruissellement plan par la méthode polarographique "; Thèse présentée à l' Université de Poitiers; Septembre 1973.
- [46] TRELA M.; " Minimum wetting rate for a decelerating liquid film "; -Int. Journal Heat and Fluid Flow-; vol. 9, n° 4; p. 415-420; 1988.
- [47] HANSEN E.B.; " Stokes flow down a wall into an infinite pool "; -Journal of Fluid Mechanisms-; vol. 178; p. 243-256; 1987.
- [48] MUDAWWAR A. et EL-MASRI M.A.; " Momentum and heat transfer across freely-falling turbulent liquid films "; -Int. Journal Multiphase Flow-; vol. 12, n° 5; p.771-790; 1986.
- [49] GORLA R.S.R. et MALONEY T.; " Conjugate heat transfer in turbulent falling liquid films "; -Canadian Journal of Chemical Engineering-; vol. 66; p. 334-337; 1988.
- [50] JANG M.J., MAKKI J.F. et GHORASHI B.; "A model for predicting heat transfer to a turbulent falling film "; -Chemical Engineering Comm.-; vol. 97; p. 153-165; 1990.
- [51] SANDALL O.C., HANNA O.T. et RUIZ-IBANEZ G.; " Heating and evaporation of turbulent falling liquid films "; -AIChE Journal-; vol. 34, n° 3; p. 502-505; 1988.
- [52] BRAUNER N. et MARON D.M.; " Turbulent withdrawal: Application to wavy flow modelling "; -Chemical Engineering Journal-; vol. 37; p.1-10; 1988.
- [53] LEV Y. et STRACHAN D.C.; "A Study of Cooling Water Requirements for the Protection of Metal Surfaces against Thermal Radiation"; -Fire Technology-; p. 213-229; 1989.

Références bibliographiques

- [54] **LEV Y.**; "Water protection of surfaces exposed to impinging LPG jet fires"; - Journal of Loss Prevention in the process industries -; vol. 4, n° 4; p. 252-259; 1991.
- [55] **GIBERT R.** ; -Génie Chimique- Tome II: Transmission de la chaleur; p. 214-221; 1963.
- [56] **ROHSENOW W.M., HARTNETT J.P. et GANIC E.N.**; -Handbook of Heat Transfer Fundamentals- 2nd Edition; Ch. 14, Part.3; p.37-41; 1985.
- [57] **HOFTIJZER I.G.W.**; "Heat Radiation"; T.N.O.: -Yellow Book- Ch. 6; Ref. 790263 / LTN, File 8713-3386; 1978.
- [58] **CROCKER W.P. et NAPIER D.H.**; "Mathematical models for the prediction of thermal radiation from jet fires"; -I.Chem.E. Symposium Series N° 110: Preventing major chemical and related process accidents-; Part. 2; p. 331-347; 1988.
- [59] **JAKOB M.**; -Heat Transfer-; Vol.II; p. 537-541; 1957.
- [60] **INCROPERA F.P. et DEWITT D.P.**; -Fundamentals of Heat and Mass Transfer-; Ch. 6; p. 312-384; 1990.
- [61] **ANNEQUIN R. et BOUTIGNY J.**; -Thermodynamique- 3^{eme} édition; 1976.
- [62] **DAUBERT T.E. et DANNER R.P.**; "Data compilation tables of properties of pure compounds"; -A.I.Ch.E. publication-; 1985.
- [63] **WHITAKER S.**; -Fundamental Principles of Heat Transfer-; Ch. 4: Transient Heat Conduction; p.143-190; 1977.
- [64] **OZISIK M.W.**; -Heat Transfer: A Basic Approach; Ch. 5; 1985.
- [65] **LAUER B.E.**; Head, Department of Chemical Engineering, Univ. Colorado; Extrait d'une série de corrélations de transfert de chaleur.
- [66] **HUNT D.L.M. et RAMSKILL P.K.**; "A description of ENGULF - A computer code to model the thermal response of a tank engulfed in fire"; U.K. Atomic Energy Authority SRD / HSE / R 354; 1987.
- [67] **BUTTERWORTH D. et HEWITT G.F.**; -Two Phase Flow and Heat Transfer-; AERE, Harwell Series; Univ.Oxford Press; 1979.
- [68] **SCIANCE C.T., COLVER P. et GRAND SHEPCIVICH C.M.**; "Film boiling measurements and correlations for liquefied hydrocarbon gases"; Fundamental Research of Heat and Mass Transfer; -C. E. P. Symposium Series-, n° 77, vol.63.
- [69] **NPD**: Courbe de référence de montée en température.

ANNEXES

ANNEXE I.

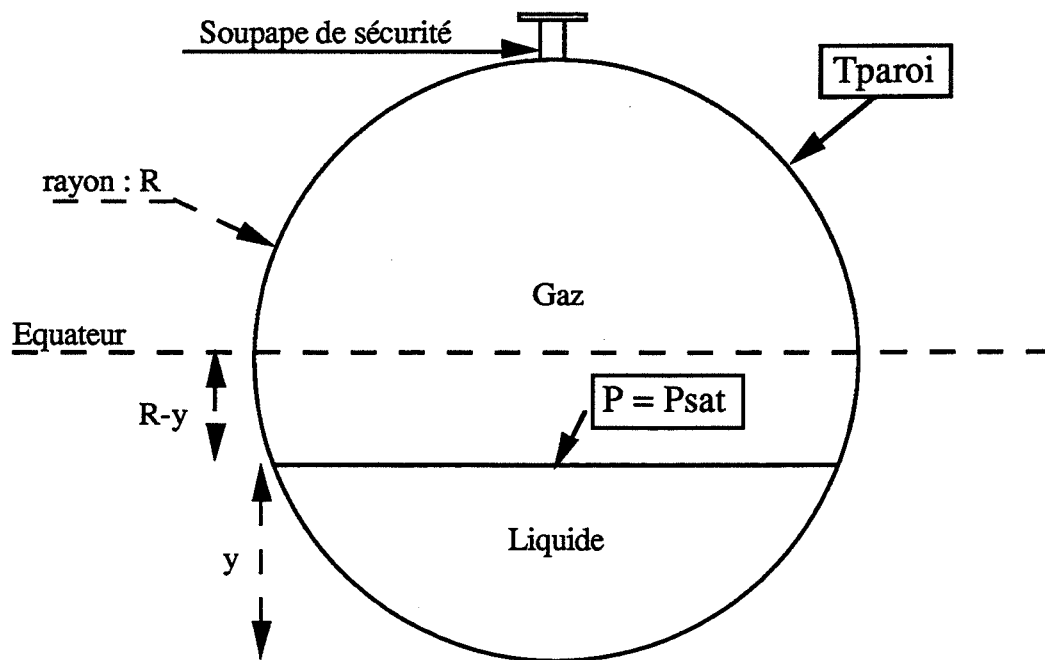
DETERMINATION DES CONDITIONS GEOMETRIQUES DE STOCKAGE SPHERIQUE SI L'HYPOTHESE DE STRATIFICATION THERMIQUE DE LA PHASE LIQUIDE EST NEGLIGEE

I. Description du système

Dans un système tel qu'un stockage de propane sous pression, il faut considérer deux zones énergétiquement différentes: La phase liquide et la phase gazeuse.

Il est admis que c'est le couple (Pression interne, Température de paroi) qui doit être pris en considération pour dimensionner les dispositifs de protection d'un stockage, en cas d'incendie.

Nous schématisons ci-dessous le cas d'un réservoir sphérique, avec les paramètres qui entrent en jeu lors d'un incendie à proximité:



Les comportements de l'enveloppe en phase liquide et en phase gazeuse sont tout à fait différents. En effet, la température de paroi en phase liquide est régie par la température du liquide. Le transfert de chaleur au fluide stocké se situe en quasi-totalité dans cette zone. Côté gaz, les coefficients de transferts pariétaux sont très mauvais et l'on peut émettre sans trop d'erreur, l'hypothèse suivante:

L'élévation de la température de la paroi du ciel gazeux est indépendante du comportement interne du gaz.

II / Conditions critiques en phase gazeuse

Si le transfert paroi / gaz est négligeable, le volume à chauffer correspond au volume de la calotte sphérique constituée par l'enveloppe en contact avec le gaz.

Dans ce cas le rapport $\frac{\text{Surface de paroi exposée}}{\text{Volume à chauffer}} \approx \frac{1}{e}$ où e est l'épaisseur de l'enveloppe.

Il est indépendant du taux de remplissage; il est relié à la taille de la sphère par le fait que plus le réservoir est grand, plus l'épaisseur d'acier constituant l'enveloppe est importante.

Les conditions les plus défavorables sont alors obtenues pour un réservoir de petite taille.

II. / Conditions critiques en phase liquide

Vu que le transfert de chaleur paroi / liquide est très important et que le volume de l'enveloppe est négligeable devant le volume du liquide on peut approximer le volume à chauffer au volume de liquide. De-même, la surface exposée au rayonnement est à peu près égale à la surface mouillée par le liquide dans le réservoir. Dans ces conditions:

$$\frac{\text{Surface de paroi exposée}}{\text{Volume à chauffer}} \approx \frac{S_{\text{liquide}}}{V_{\text{liquide}}}$$

Estimation de ce rapport

On peut exprimer la surface mouillée par le liquide et le volume de liquide en fonction du taux de remplissage et du rayon de la sphère.

$$S_{\text{liquide}} = 2.\pi.R.y \quad \text{avec } y : \text{ hauteur de liquide par rapport au fond}$$

$$V_{\text{liquide}} = \frac{4}{3} .\tau .\pi.R^3 \quad \text{avec } \tau : \text{ taux de remplissage}$$

En effectuant une intégration on arrive à une expression de τ en fonction de la hauteur y , et ce pour τ appartenant à l'intervalle] 0 ; 100%]

Soit:

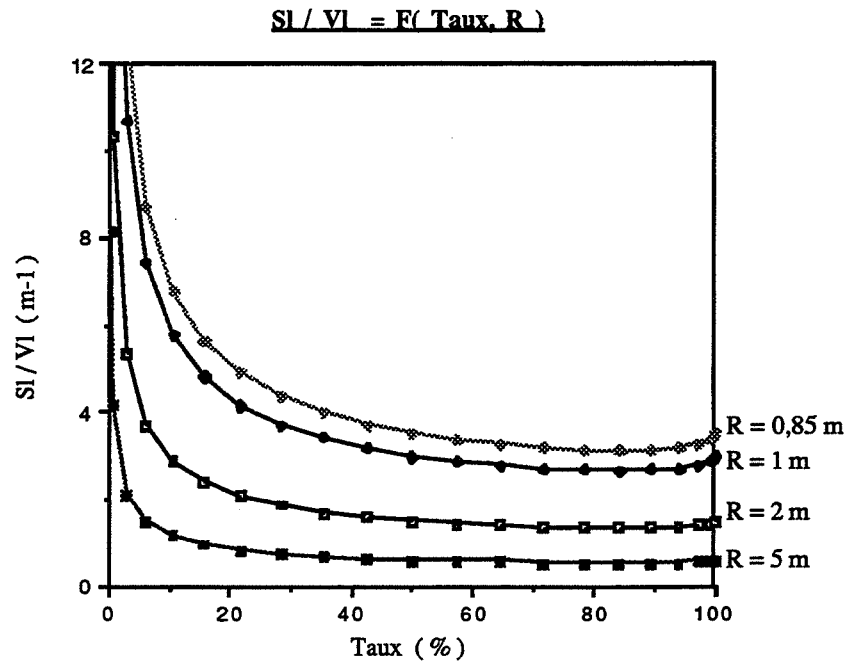
$$\tau = \frac{3}{4} \left(\frac{y}{R} \right)^2 - \frac{1}{4} \left(\frac{y}{R} \right)^3$$

Dans ces conditions on obtient:

$$\frac{S_{\text{liquide}}}{V_{\text{liquide}}} = \frac{6.R}{3.R.y - y^2}$$

Ce rapport est fonction de la taille de la sphère et du taux de remplissage.

Le graphe ci-dessous représente l'évolution de ce rapport en fonction de τ pour trois rayons de sphères différents:



Il est difficile de juger le taux de remplissage minimum dans un stockage réel. Toujours est-il que si l'on fait abstraction de l'influence d'une stratification dans la phase liquide, un remplissage de 20 % se rapproche sensiblement des conditions critiques de stockage. C'est là que le flux de chaleur maximum est transmis. D'autre part, pour cette valeur, la surface d'échange côté gaz est très importante.

Conclusion:

Si l'on néglige l'hypothèse d'une stratification thermique de la phase liquide, une sphère de petit diamètre, remplie à 20 % de propane liquide, est la condition de stockage la plus défavorable. C'est dans ces conditions que le liquide va atteindre le plus rapidement sa température limite de surchauffe. La durée entre l'instant initial de l'incendie et la première ouverture de soupape va être la plus courte. De plus, vue l'épaisseur de l'enveloppe, on obtiendra la température maximale de paroi dans le ciel gazeux .

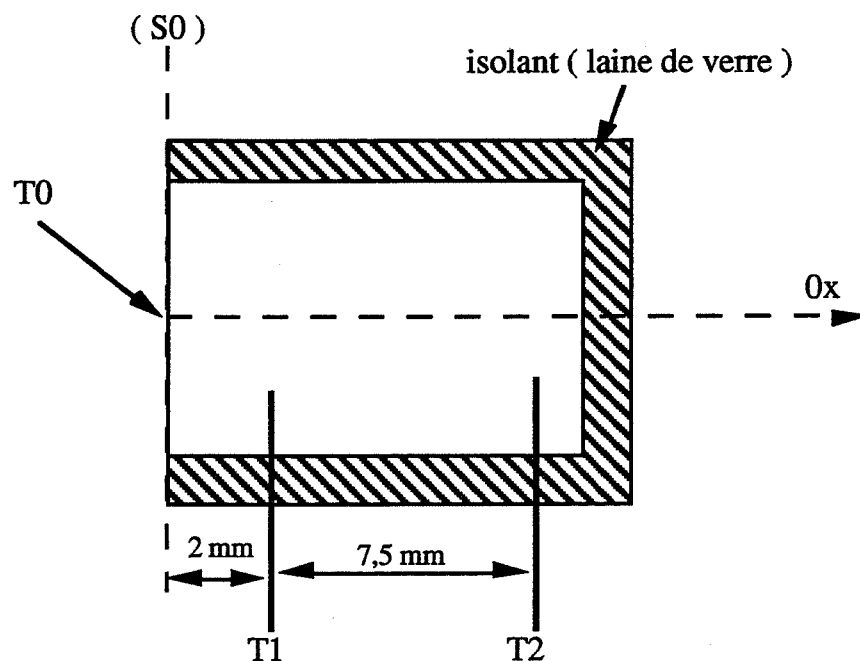
ANNEXE II.

DETERMINATION DE LA CONDUCTIVITE THERMIQUE DU CAPTEUR DE FLUX THERMIQUE

Pour avoir une bonne précision des mesures, il est nécessaire de déterminer préalablement la conductivité thermique de notre capteur.

Pour cela, nous réalisons une expérience préliminaire qui consiste à relever les profils de températures en deux points, lorsque l'une des faces du capteur est brutalement plongée dans un bain d'eau thermostaté à 80 °C, les autres faces étant isolées.

Conditions de mesures:



Si t_0 correspond à l'instant où l'on plonge la surface $S0$ dans le bain, les conditions aux limites sont:

Pour $t < t_0$ $T_0 = T_1 = T_2 = C^{ste} = 21\text{ °C}$

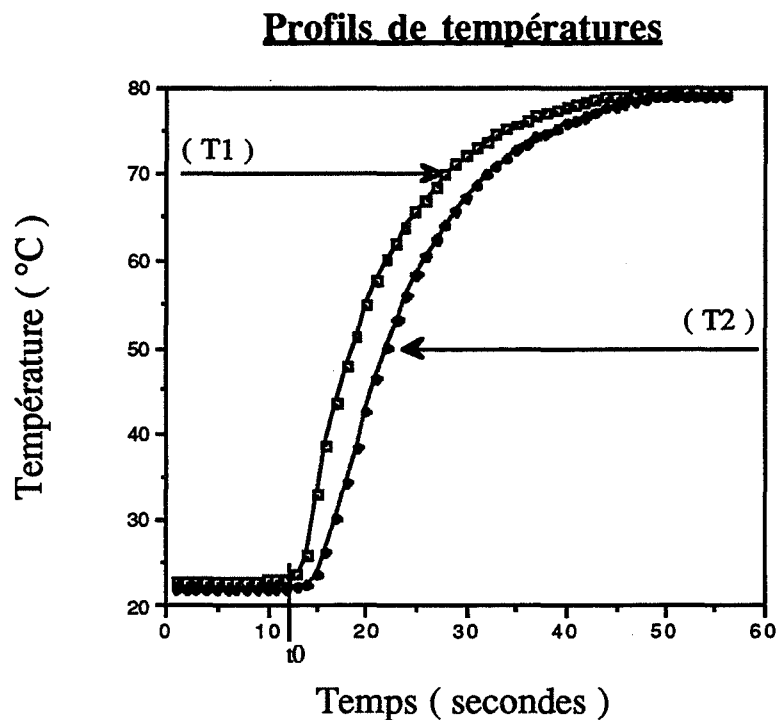
Pour $t > t_0$ $T_0 = T_{\text{bain}} = 80\text{ °C}$

Le coefficient de transfert pariétal eau / ($S0$) est supposé infini.

Le transfert thermique dans le cylindre ne s'effectue que selon l'axe Ox .

Les surfaces revêtues de laine de verre sont supposées adiabatiques.

Nous mesurons l'évolution des températures T1 (à 2 mm de S0) et T2 (à 9,5 mm de S0) au cours du temps; et nous obtenons:



Nous calculons alors l'évolution théorique des températures T1 et T2, avec l'équation de la chaleur, dans le cas d'un transfert monodimensionnel dans un matériau homogène et isotrope, et ce, pour différentes valeurs de conductivité thermique.

Par comparaison des profils obtenus théoriquement et expérimentalement, nous en déduisons que la conductivité thermique du matériau est:

$$\lambda = 15 \pm 1 \text{ W/m.K}$$

ANNEXE III.

LINEARISATION DES EQUATIONS DIFFERENTIELLES EN VUE DE L'UTILISATION DE LA METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE AUX DIFFERENCES FINIES EXPLICITES

Au niveau de la paroi

-Dérivée temporelle:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} \approx \frac{1}{\Delta t} [T_p(i,j,t + \Delta t) - T_p(i,j,t)]$$

-Dérivée spatiale selon l'axe Ox:

$$\left[\frac{\partial T_p}{\partial x} \right]_{i-1 \leftrightarrow i} \approx \frac{1}{\Delta x} [T_p(i-1,j,t) - T_p(i,j,t)] \quad \text{et} \quad \left[\frac{\partial T_p}{\partial x} \right]_{i \leftrightarrow i+1} \approx \frac{1}{\Delta x} [T_p(i,j,t) - T_p(i+1,j,t)]$$

d'où:

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} \approx \frac{1}{\Delta x^2} (T_p(i-1,j,t) + T_p(i+1,j,t) - 2.T_p(i,j,t))$$

-Dérivée spatiale selon Oy:

$$\left[\frac{\partial T_p}{\partial y} \right]_{j-1 \leftrightarrow j} \approx \frac{1}{\Delta y} [T_p(i,j-1,t) - T_p(i,j,t)] \quad \text{et} \quad \left[\frac{\partial T_p}{\partial y} \right]_{j \leftrightarrow j+1} \approx \frac{1}{\Delta y} [T_p(i,j,t) - T_p(i,j+1,t)]$$

d'où:

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} \approx \frac{1}{\Delta y^2} (T_p(i,j-1,t) + T_p(i,j+1,t) - 2.T_p(i,j,t))$$

Au niveau du film ruisselant

$$\frac{\partial T_e}{\partial t} \approx \frac{1}{\Delta t} [T_e(j, t + \Delta t) - T_e(j, t)]$$

$$\frac{\partial T_e}{\partial y} \approx \frac{1}{2 \cdot \Delta y} [T_e(j+1, t) - T_e(j-1, t)]$$

sauf pour $j = 1$ où $T_e(1, t) = C^{ste}$ température initiale d'arrosage indépendante de t ,
et pour la dernière maille indiquée n où :

$$\frac{\partial T_e}{\partial y} \approx \frac{1}{\Delta y} (T_e(n, t) - T_e(n-1, t))$$

**ECOLE NATIONALE SUPERIEURE
DES MINES DE SAINT-ETIENNE**

N° D'ORDRE : 80ED

GUILLEMET Rémi

Sujet:

**PROTECTION DES RESERVOIRS DE STOCKAGE SOUS PRESSION
DANS LES FLAMMES:
L'ARROSAGE PAR RUISSELLEMENT D'EAU ET L'IGNIFUGATION**

Spécialité : ENERGETIQUE

Mots clés :

**PROTECTION - STOCKAGE - B.L.E.V.E. - ARROSAGE - RUISSELLEMENT -
IGNIFUGATION.**

Résumé :

Pour protéger des réservoirs de produits chimiques ou pétroliers sous pression contre un incendie sur un site de stockage, il est nécessaire d'envisager l'utilisation de dispositifs de protection afin d'éviter un événement catastrophique tel que le B.L.E.V.E..

L'étude développée caractérise l'efficacité de deux méthodes retenues qui sont: l'arrosage par ruissellement d'eau et l'ignifugation.

Des expériences de laboratoire, réalisées sur des supports de géométrie plane et incurvée, valident la modélisation proposée pour dimensionner l'arrosage par ruissellement sur des stockages de type industriel.

L'ignifugation est, quant à elle, étudiée d'après une méthodologie caractérisant son efficacité dans des conditions d'incendie majorantes.

Si ces deux méthodes permettent de limiter l'évolution de la température de l'enveloppe d'un stockage, l'étude ne permet pas de garantir une protection permanente contre le B.L.E.V.E., car la limitation en pression d'un réservoir n'est abordée que qualitativement et seulement pour le cas d'un stockage ignifugé.